



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# POPIS TYPŮ HLUKU VZNIKAJÍCÍCH PŘI JÍZDĚ OSOBNÍM AUTOMOBILEM

AN OVERVIEW OF TYPES OF THE SOUND GENERATED WHEN DRIVING A PASSENGER CAR

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Činčár

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Vacula

BRNO 2021

# Zadaní bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Vojtěch Činčár**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Vacula**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## POPIS TYPŮ HLUKU VZNIKAJÍCÍCH PŘI JÍZDĚ OSOBNÍM AUTOMOBILEM

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hluk doprovázející osoby cestující automobilem je způsoben několika zdroji. Tyto zdroje mají odlišné parametry při různých provozních podmínkách, jako je například rychlost vozidla, otáčky motoru či otáčky turbodmychadla. Dovnitř kabiny osobního automobilu se tak tyto jednotlivé zvuky dostávají v různé míře. Cílem této práce je popsat tyto možné typy hluku a uvést jejich základní vlastnosti.

### Cíle bakalářské práce:

Popis hluku způsobeného jednotlivými komponentami automobilu.  
Tvorba základní charakteristiky hluku vznikajícího při jízdě při různých podmínkách.

### Seznam doporučené literatury:

DE SILVA, Clarence W., 2005. Vibration and Shock Handbook. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis. ISBN 978-0-8493-1580-0.

NGUYEN-SCHÄFER, Hung, 2015. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer. ISBN 978-3-319-17643-7

SMETANA, Ctirad, 1998. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika. ISBN 80-901936-2-5.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Znečištění životního prostředí hlukem je velmi závažný problém, který ovlivňuje zejména naše životy. Dominantním zdrojem tohoto znečištění je hluk silniční dopravy, který je tvořen hlukem aerodynamického a mechanického původu. V této bakalářské práci je kromě hlavních zdrojů hluku obou původů při jízdě automobilem také uveden krátký přehled akustických veličin. Hlavní část bakalářské práce se věnuje aerodynamickému hluku a dále také jednotlivým typům mechanického hluku, například hluku pohonné jednotky automobilu. Na závěr je uvedena celková charakteristika hluku, který osobní automobil při jízdě produkuje.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Hluk, aerodynamický hluk, mechanický hluk, měření hluku, automobil

## ABSTRACT

Noise pollution is serious problem, which is particularly affecting our lives. The dominant source of this pollution is road traffic noise, which includes the noise of aerodynamic and mechanical origin. In this bachelor's thesis, in addition to the main noise sources of both origins while driving a car, a brief overview of acoustic quantities is also presented. The main part of the bachelor's thesis is dedicated to aerodynamic noise and individual types of mechanical noise, such as the noise of car powertrain. In the end, the overall characteristics of the noise generated by a passenger car while driving are given.

## KEYWORDS

Noise, aerodynamic noise, mechanical noise, noise measurements, automobile

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČINČÁR, Vojtěch. *Popis typů hluku vznikajících při jízdě osobním automobilem*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132541>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Vacula.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Vaculy a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Vojtěch Činčár

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Jiřímu Vaculovi za vedení, vstřícnost a rady při jejím vypracovávání.

Velké poděkování patří také rodině a přátelům, kteří byli značnou psychickou i morální podporou během celého studia.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Význam Zvuku .....	10
1.1 Přehled základních pojmů a veličin .....	11
1.2 Šíření zvuku v prostředí .....	15
2 Aerodynamický hluk .....	18
2.1 Výpočtové modelování proudění-CFD.....	21
2.3 Využití CFD metod.....	26
2.4 Experimentální zjišťování aerodynamického hluku .....	30
3 Mechanický hluk .....	36
3.1 Hluk pohonné jednotky.....	37
3.2 Hluk turbodmychadla .....	41
3.3 Hluk převodového ústrojí .....	45
3.4 Hluk pneumatik.....	48
Závěr.....	53
Použité informační zdroje.....	55
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	60



## ÚVOD

V dnešní době je cestování osobním automobilem pro většinu lidí na denním pořádku, a právě z toho důvodu se klade velký důraz na komfort při jízdě. Jedním z negativních faktorů je vnější hluk, který proniká do kabiny automobilu. Konkrétně na tento hluk se zavádí normy pro snížení vnějšího hluku, který je rozdělen do kategorií podle hmotnosti a výkonu vozidla. Proces snižování hluku není jednoduchý a vyžaduje velké množství času. Pro získání co nejlepších výsledků je potřeba nejprve nalézt vhodný způsob pro snížení daného typu hluku pronikajícího do kabiny. Tyto způsoby by měli být natolik efektivní, aby bylo vhodné je zrealizovat jak z pohledu snížení hluku, tak i z pohledu nákladnosti. Poté se musí vozidlo podrobit testům, na základě kterých se budou moci automobily vyrábět a dodržovat limity hluku.

Tato bakalářská práce se zabývá hluky pronikajícími do kabiny automobilu. Jsou zde řešeny nejen vlivy komponentů na vznik a působení daného typ hluku, ale také závislost hluku na provozních podmínkách automobilu, a to jakým způsobem by se případně dal daný hluk snížit. Například řeší, jaké mají otáčky motoru vliv na hluk, který produkuje, nebo vliv rychlosti na aerodynamický hluk. Kromě toho, že jsou níže popsány metody měření hluku jednotlivých komponentů, je zde také bližší pohled na výpočtové modelování proudění-CFD, které je hojně využíváno v souvislosti s produkcí aerodynamického hluku nebo aerodynamikou jako takovou. Používají se například pro posuzování úprav karoserie automobilů, tedy zda daná úprava vede k požadovanému snížení hluku nebo nikoliv.

Cílem této práce je seznámit čtenáře s produkcí hluků vznikajících při jízdě automobilem. Po jejím přečtení měl být schopen rozlišit základní typy hluku, jaké jsou příčiny jeho vzniku a základní metody měření a následného vyhodnocování.

# 1 VÝZNAM ZVUKU

V poslední době se hluk stal podstatnou součástí našich životů. Pro člověka je to jeden z nejbohatších zdrojů informací. Jako hluk můžeme označit jakýkoliv nežádoucí či rušivý prvek zvuku viz Obr. 1. Jinak ho nelze přesněji fyzikálně definovat, jelikož vždy závisí na konkrétním vztahu člověka k danému zvuku [1]. Pro někoho může být určitý zvuk až nesnesitelným, ale pro jiného člověka může naopak znamenat důležitý zdroj informací, jež by dokonce mohl napomoci k záchraně života. V současnosti se stává čím dál více moderní výroba automobilů s čistě elektrickým pohonem. Tyto automobily jsou šetrnější k životnímu prostředí kvůli tomu, že při provozu produkují nulové emise. A právě proto, že elektromobily nevydávají téměř žádný hluk, dochází k častějším střetům s chodci nebo cyklisty. Vzhledem k tomuto problému projednala Evropská unie nařízení o vybavení elektromobilů systémem AVAS (Acoustic Vehicle Alert Systém), který má za úkol vydávat umělý zvuk motoru [2]. Zde lze vidět, že boj proti hluku není bojem proti hluku jako takovému, ale bojem proti zbytečně silnému hluku, jenž znepříjemňuje pobyt a práci člověka, popřípadě ohrožuje jeho zdraví [1].

Jak uvádí Novotný [3], vibrace a hluk jsou definovány jako jevy pracovních procesů všech strojních zařízení (strojů, dopravních prostředků, elektrospotřebičů atd.).

- „Základní příčinou, proč se zvuk vytváří, je to, že se pohybují částice příslušného pružného prostředí v některých z jeho oblastí.
- Zdrojem hluku je část oblasti, kde vzniká akustická energie a od této se energie šíří do okolního akustického prostředí.
- Příčinou vzniku akustické energie je:
  1. nestacionární plynné nebo kapalně proudění – aerodynamický hluk,
  2. mechanické kmity povrchu objektů – mechanický hluk.“

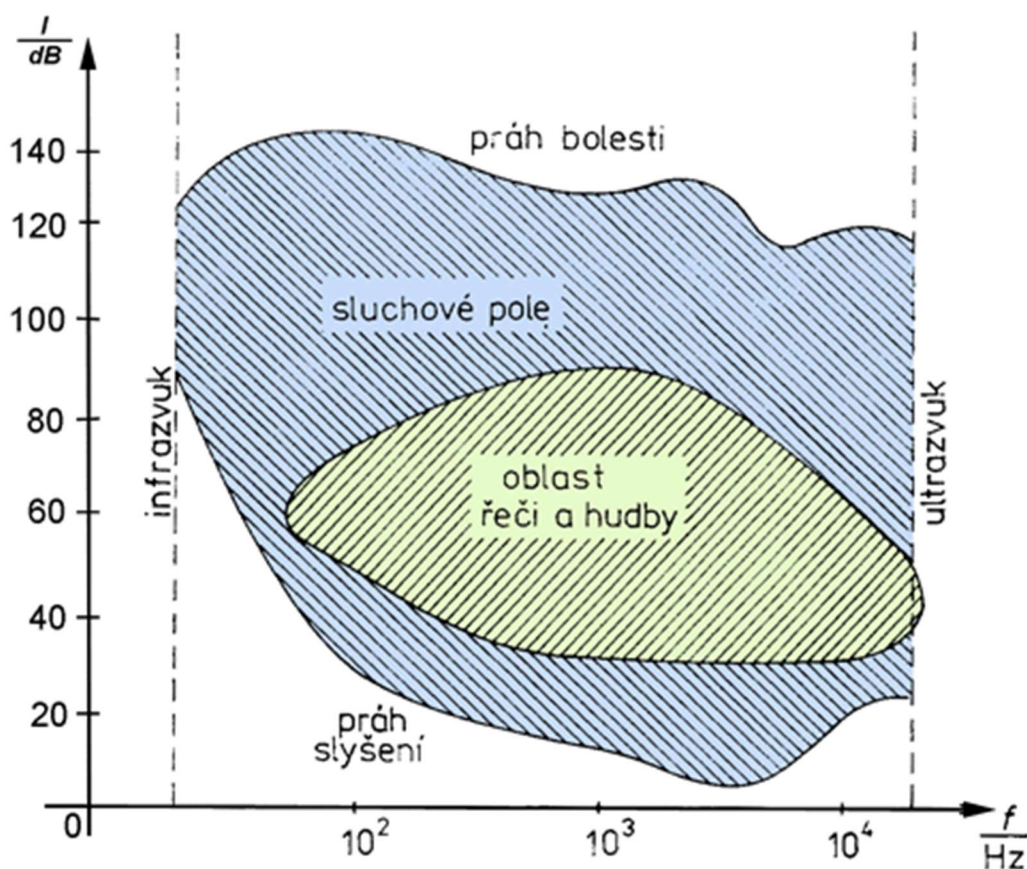


Obr. 1 Nežádoucí zvuky pro lidský organismus, převzato z Novotný [3]

## 1.1 PŘEHLED ZÁKLADNÍCH POJMŮ A VELIČIN

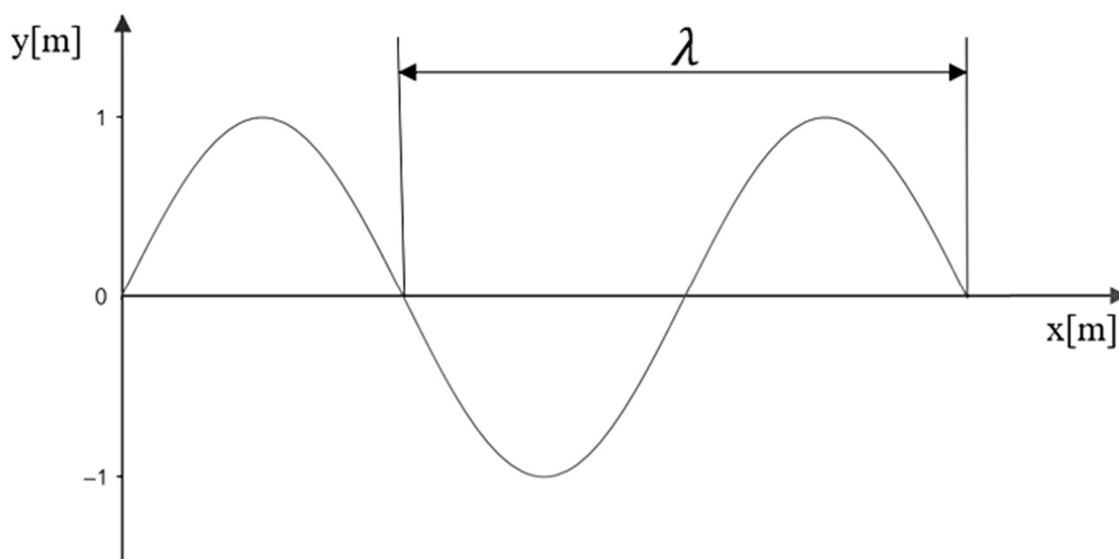
Samotný zvuk můžeme slyšet díky mechanickému kmitání pružného prostředí. Slyšitelný zvuk leží ve frekvenčním rozsahu 20 až 20 000 Hz a šíří se konečnou rychlostí, která závisí na druhu prostředí [4]. Například rychlost akustické vlny ve vzduchu je cca  $340 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Ve vodě dosahuje rychlosti podstatně vyšší, cca  $1440 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  [4]. Celé frekvenční spektrum lze dělit na tři pásma viz Obr. 2:

1. Infrazvuk (frekvence do 16 až 20 Hz),
2. Slyšitelný zvuk,
3. Ultrazvuk (frekvence vlnění nad 20 kHz).



Obr. 2 Grafické znázornění sluchového pole subjektivního vnímání hladiny intenzity zvuku na frekvenci, převzato z [45]

Přehled akustických parametrů lze nalézt v každé literatuře zabývající se šířením zvuku, například ve zdrojích [5], [6], [7]. Mezi základní akustické parametry patří vlnová délka, která umožňuje modelování šíření signálu v akustice. Určuje vzdálenost mezi dvěma body po sobě jdoucích maximálních (minimálních) amplitud kmitů vlny, jak je znázorněno na Obr. 3. Lze tedy říct, že je to vzdálenost, kterou vlna urazí za dobu jednoho kmitu  $T$ .



Obr. 3 Vlnová délka

Délka podélné vlny je závislá na veličinách, kterou lze vyjádřit ze vztahu:

$$\lambda = \frac{c}{f} = cT = 2\pi \frac{c}{\omega}, \quad (1)$$

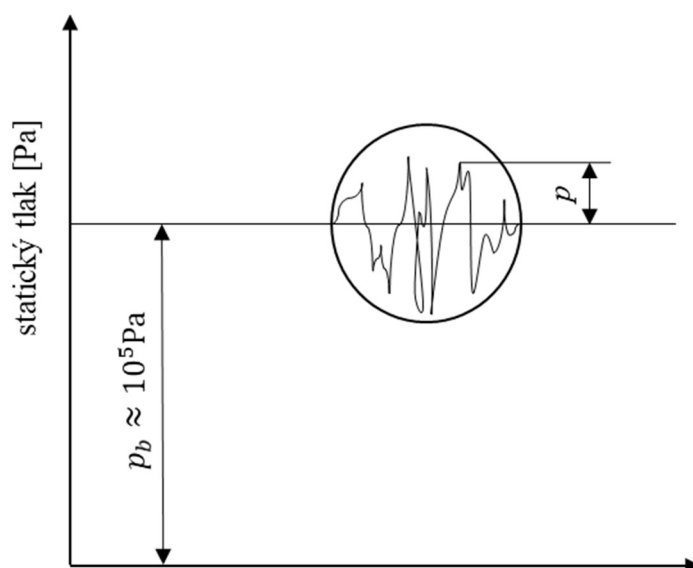
kde  $c$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je rychlost zvuku,  $f$  [Hz] je frekvence,  $T$  [s] je perioda,  $\omega$  [ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je úhlová rychlost,  $\pi$  [-] je Ludolfovo číslo.

Vlnová délka je důležitý parametr z mnoha hledisek. Je velmi podstatná při vyzařování zvukového vlnění nebo při rychlosti jakou se šíří daným materiálem. Souvisí tedy s navrhováním technických opatření proti vzniku a šíření hluku, ať už se jedná o automobily nebo místnosti. Hlavní podmínka vzniku šíření vlnění v určitém materiálu je ta, aby jeho celkové rozměry byly minimálně větší než poloviční délka vlny. Pro podélné vlnění tedy musí platit:

$$l \geq \frac{\lambda_L}{2} = \frac{c_L}{2}, \quad (2)$$

kde  $l$  [m] je délkový rozměr součásti,  $c_L$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je rychlost šíření podélných vln.

Další významný parametr je akustický tlak. U této veličiny z fyzikálního hlediska mechanického vlnění vyplývá, že při jeho šíření v bodové řadě v daném časovém úseku lze nalézt místa, kde dochází ke shluku molekul materiálu, nebo naopak, kde počet molekul řídne [4]. S tímto zhušťováním a zředováním souvisí změny celkového statického tlaku ve vzduchu. Diagram na Obr. 4 znázorňuje součet tlaku barometrického  $p_b$  (cca 100kPa) a akustického  $p$ . Dá se ovšem také interpretovat tak, že na barometrickém tlaku je namodulován tlak akustický, což je veličina nižší o mnoho řádů [4].



Obr. 4 Časový průběh akustického tlaku, převzato z [4]

Akustický tlak se získá ze vztahu:

$$p(t) = p_c(t) - p_b, \quad (3)$$

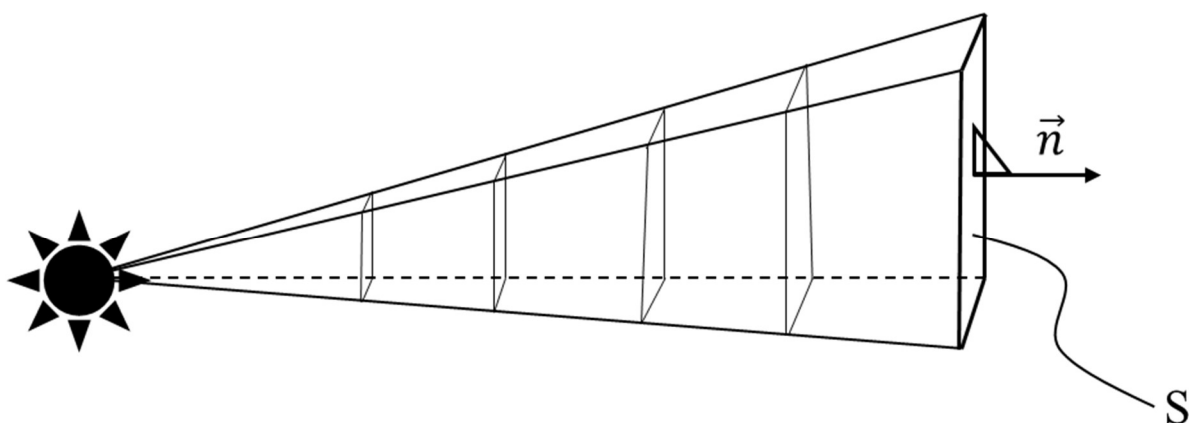
kde  $p_c(t)$  [Pa] je celkový tlak v čase  $t$ ,  $p_b$  [Pa] je barometrický tlak.

Takové změny se nazývají hladiny akustického tlaku. Nejmenší stanovená hodnota akustického tlaku, kterou je nepoškozený lidský sluch schopen rozlišit, se nazývá prahová hodnota akustického tlaku, která je  $p_b = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa. V decibelové stupnici tato hodnota odpovídá 0 dB [4].

Dále je třeba zmínit akustický výkon, který vyjadřuje množství akustické energie procházející plochou nebo na ní dopadající za jednotku času. Prahová hodnota akustického výkonu je  $W_o = 10^{-12}$  W [4]. Můžeme tedy říct, že se jedná o výkon přenášený pomocí akustického vlnění, jak uvádí Novotný [3] a jeho rovnici lze tedy psát ve tvaru rovnice (4). Pro získání lepší představy o akustickém výkonu lze využít Obr. 5 níže.

$$W = \vec{F} \cdot \vec{v} = \iint_S \vec{I} \cdot \vec{n} dS, \quad (4)$$

kde  $F$  [N] je součin akustického tlaku a plochy  $S$  [m<sup>2</sup>] na kterou působí,  $\vec{v}$  [m·s<sup>-1</sup>] je rychlost kmitání částic,  $I$  [W·m<sup>-2</sup>] je akustická intenzita a  $\vec{n}$  [-] je směr šíření akustické vlny.



Obr. 5 Akustické vlnění, převzato z [3]

Jak již bylo zmíněno výše viz rovnice (4), v akustice se užívá pojem intenzita zvuku  $I$ . Tento parametr určuje množství zvukové energie kolmo procházející jednotkou plochy. Podobně jako u akustického tlaku a výkonu, i zde je tzv. prahová hodnota intenzity, kterou dokáže lidské ucho rozeznat,  $I_o = 10^{-12} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ . V technické akustice se pracuje s efektivními hodnotami. Ty se podle běžného postupu určování efektivních hodnot získají ze vztahu:

$$y_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T y^2(\tau) d\tau}, \quad (5)$$

kde  $y(\tau)$  je závislost sledované hodnoty na čase,  $T$  [s] je čas.

V případě harmonického signálu je výsledek výše uvedené integrace velice jednoduchý. Po dosazení vhodných veličin, například za účelem získání efektivního tlaku  $p_e$  [Pa] nebo efektivní akustické rychlosti  $v_e$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ], lze výsledky psát pomocí definovaných vzorců:

$$p_e = \frac{p_o}{\sqrt{2}}, \quad (6)$$

$$v_e = \frac{v_o}{\sqrt{2}}, \quad (7)$$

Hodnoty těchto veličin se využijí pro výpočet akustické intenzity dle vztahu:

$$I = p_e v_e = \frac{p_e^2}{\rho \cdot c} = v_e^2 \rho c = v_e^2 Z, \quad (8)$$

kde  $Z$  [ $\text{Ns} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je akustická impedance a  $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je hustota materiálu.

Jelikož se všechny výše popsané akustické veličiny vyskytují ve velmi širokém rozsahu, je pro grafické vyjádření zapotřebí závislosti logaritmických stupnic. Podle Weber-Fechnerova zákona lze prokázat logaritmickou závislost mezi akustickými veličinami a subjektivním vjemem člověka [4]. Pro člověka je zvýšení intenzity na dvojnásobek bráno jako zvýšení hlasitosti o určitou hodnotu nelineární závislosti [4]. Z výše uvedených důvodů byl zaveden pojem „hladin“ jednotlivých akustických veličin a bylo dohodnuto, že desetinásobným

navýšením intenzity se hlasitost zvýší o jednu jednotku (bel) [4]. Jednotka decibel je nejčastěji spojována s měřením akustických veličin. Jedná se ale o obecné měřítko určující poměr podílu dvou hodnot. Je to tedy fyzikální bezrozměrná hodnota podobně jako procento.

Hladina akustického tlaku se zjistí dle vztahu:

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2}, \quad (9)$$

kde  $p$  [Pa] je sledovaný akustický tlak a  $p_0$  [Pa] je referenční akustický tlak.

Zvýšení akustického tlaku o jeden řád je rovno zvýšení hlasitosti o 20 dB [4].

Hladina akustického výkonu se zjistí dle vztahu:

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0}, \quad (10)$$

kde  $W$  [W] je sledovaný akustický výkon a  $W_0$  [W] je referenční akustický výkon.

Zvýšení akustického tlaku o jeden řád je rovno zvýšení hlasitosti o 10 dB [4].

Hladina akustického intenzity se zjistí dle vztahu:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0}, \quad (11)$$

kde  $p$  [Pa] je sledovaná akustická intenzita zvuku a  $p_0$  [Pa] je referenční akustická intenzita zvuku.

## 1.2 ŠÍŘENÍ ZVUKU V PROSTŘEDÍ

Za účelem zjednodušení vyšetřování šíření zvukových vln byla v akustice zavedena veličina, tzv. hypotetický rychlostní potenciál  $\Phi$  [4]. Definice této skalární veličiny říká, že její gradient je roven vektoru akustické rychlosti [4], tudíž musí platit vztah:

$$\text{grad}\Phi = \vec{v}, \quad (12)$$

Protože žijeme v trojrozměrném světě, je zapotřebí stanovit složky akustické rychlosti pro směry  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , které získáme pomocí parciální derivace [4]. Jakmile jsou známy všechny tři složky, můžeme, podobně jako pro akustickou rychlost a tlak, psát vlnovou rovnici i pro rychlostní potenciál ve tvaru:

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \tau^2}, \quad (13)$$

kde  $c$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je rychlost zvuku a  $\tau$  [s] je doba šíření.

K šíření zvuku ze zdroje dochází pouze skrz pružné látkové prostředí libovolného skupenství [8]. Nejčastěji však dochází k šíření zvuku vzduchem, kde se jedná o podélné vlnění. Příklady rychlosti podélných vln v různých látkách je možné vidět v Tab. 1 uvedené níže. Dochází zde k periodickému zhušťování a zředňování vzduchu, což se projevuje změnami tlaku vzduchu. Tyto změny lze matematicky popsat derivací tlaku podle hustoty při konstantní entropii [8]. Výpočet rychlosti zvuku je tedy možné zapsat ve tvaru:

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s}, \quad (14)$$

kde index  $s$  značí děj probíhající při konstantní hodnotě entropie.

Šíření zvukových vln v plynech není závislé na frekvenci. Pro rychlost zvuku ve vzduchu se tedy může použít rovnice:

$$c = \sqrt{\kappa RT}, \quad (15)$$

kde  $R$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je měrná plynová konstanta,  $T$  [K] je teplota,  $\kappa$  [-] je Poissonova konstanta.

Poissonovu konstantu lze získat z poměru měrných tepelných kapacit při stálém tlaku a objemu:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}, \quad (16)$$

Jak již bylo řečeno výše, výpočet rychlosti zvuku závisí na hustotě, teplotě a druhu prostředí. Proto je pro výpočet rychlosti šíření zvuku v kapalině, kromě již známých veličin, třeba zjistit ještě modul objemové pružnosti  $K$  [ $\text{Pa}^{-1}$ ] [8]. Ten je definován pomocí vztahu:

$$K = \rho \cdot \frac{\partial p}{\partial \rho} \approx -V \cdot \frac{\partial p}{\partial V}, \quad (17)$$

kde  $V$  [ $\text{m}^3$ ] je objem.

Rychlost zvuku v kapalině lze tedy určit ze vztahu:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}, \quad (18)$$

Určení rychlosti šíření v pevných látkách je velmi složité, proto je zde nutné počítat s Poissonovým poměrem  $\gamma$  [-] jako vlivem kontrakce [4]. Poté lze pro výpočet rychlosti podélných vln uvažovat vzorec:

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho} \cdot \frac{1}{1 - \gamma^2}}, \quad (19)$$

kde  $E$  [MPa] je Youngův modul pružnosti v tahu.



Rychlost příčných vln:

$$c_T = \sqrt{\frac{E}{\rho} \cdot \frac{1}{2 \cdot (1 + \gamma)}}, \quad (20)$$

*Tab. 1 Rychlost šíření zvuku, převzato z [4]*

Materiál	Hustota materiálu	Rychlost šíření
	$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	$c$ [m · s <sup>-1</sup> ]
Vzduch 0 °C	1,27	331
Voda 20 °C	1,21	343
Přez měkká	900	70
Přez tvrdá	1100	1400
Hliník	2700	4800
Ocel	7850	5750
Korek	250	500
Sklo	2700	5270

## 2 AERODYNAMICKÝ HLUK

V důsledku obtékání proudění vzduchu kolem dílů karosérie dochází k neuzavírání proudnic za vozidlem a jejich víření, čímž při jízdě automobilem vzniká aerodynamický hluk. [9]. K vzniku tohoto typu hluku dochází nejen při změně tlaku, který proudění provází, ale i při otáčení kol automobilu, které způsobují víření vzduchu, čímž ovlivňují proudění vzduchu pod vozidlem a kolem něj [10]. Příčinou těchto tlakových fluktuací může být například vibrace těles a povrchů nebo proudění kapalin. Typy zdrojů tohoto hluku jsou však pouze tři, jak uvádí Švanda s Kolářem [11]. Prvním zdrojem je monopól, který je způsoben periodickou změnou objemu. Tento jev si lze také představit jako výtok z trysky. Druhým je dipólový zdroj, který je definován jako interakce vzduchu na plochách a jeho typickým příkladem je hluk od rotujících lopatek ventilátoru. Posledním zdrojem je zdroj kvadrupólový, což je hluk vzniklý od samotného turbulentního proudění, který vzniká až s vyšším Machovým číslem  $M$  s hodnotou pohybující se v oblasti supersonické rychlosti. Rychlost zvuku je možné rozdělit do několika oblastí, jak je uvedeno níže v Tab. 2.

Tab. 2 Oblasti vysokých rychlostí zvuku, převzato z [12]

Označení	Mach [-]
subsonická rychlost	<0,8
transsonická rychlost	0,8-1,2
supersonická rychlost	1,2-5,0
hypersonická rychlost	5,0-10,0
vysoko-hypersonická rychlost	10,0-25,0

Složky aerodynamického hluku, který se šíří do okolí nebo proniká do kabiny automobilu závisí také na ostatních zdrojích, jako jsou jednotlivé parametry zmíněné v první kapitole. Aerodynamický odpor jako takový se pak skládá ze složek [10]:

- tvarového odporu 50-80 % (protlačení vzduchu pod automobilem)
- indukovaného aerodynamického odporu 3-10 % (přesun vzduchu do míst s nižším tlakem)
- odporu vzniklý rušivými detaily 10-20 % (zpětná zrcátka, kliky dveří atd.)
- odporu rotujících kol 3-5 %
- odporu vzniklým průchodem vzduchu do automobilu 10-20 % (klimatizace, topení)

Může docházet ke dvěma typům proudění. K laminárnímu proudění v případě, kde jsou proudnice vzduchu téměř vodorovné a nekříží se. Druhý typ je turbulentní proudění, kde naopak dojde k roztočení proudnic a jejímu následnému křížení s ostatními [13]. Kromě toho, že typ proudění závisí na základních charakteristikách tekutin (hustota nebo dynamická viskozita), závisí také na tvaru a rozměrech obtékaného tělesa, a v neposlední řadě také na rychlosti pohybu. O jaké proudění se jedná lze zjistit pomocí Reynoldsova čísla, které vypočítáme z rovnice (21). Toto číslo má tzv. kritickou hodnotu  $Re_{KRIT}$ . Překročí-li se tato hodnota, vzniká turbulentní proudění, které má za následek tvorbu vírů, zobrazené na Obr. 6. Tyto víry se postupně rozpadají na menší a menší až do chvíle, kdy se energie nejmenších rozpadlých vírů mění na teplo [14].

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu}, \quad (21)$$

kde  $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je hustota,  $v$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je rychlost plynu,  $D$  [m] je charakteristický rozměr,  $\mu$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je dynamická viskozita a  $\nu$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] kinematická viskozita.

Žádné vozidlo samozřejmě nemá stejnou rychlost, při které se mění laminární proudění na turbulentní. Proto je třeba brát v úvahu, jak složitý tvar musí projít vzdušnou masou, tedy jak snadno vznikne turbulentní proudění při nízkých rychlostech. Pro zjištění vzdušného odporu se využije rovnice (22), ze které lze vidět, že odporová síla při vyšších rychlostech roste s druhou mocninou rychlosti [9].

$$F_x = \frac{1}{2} c_x \cdot S_x \cdot \rho \cdot v^2, \quad (22)$$

kde  $S_x$  [ $\text{m}^2$ ] je čelní průmět vozidla a  $c_x$  [-] je součinitel vzdušného odporu.

Součinitel vzdušného odporu, tedy to, jak kvalitně proudí vzduch kolem karoserie automobilu, ovlivňuje, kromě jejího tvaru, také charakter jejího povrchu [15]. Jednoduše řečeno-tento součinitel určuje aerodynamickou čistotu obtékaného vozu. Jeho typické hodnoty pro různé typy automobilů jsou uvedeny v Tab. 3. Způsoby, kterým ho lze zjistit, jsou prakticky pouze dva. První je pomocí matematických simulací v různých počítačových softwarech (CFD-Computational Fluid Dynamics) nebo experimentálně v aerodynamických tunelech v měřítku 1:1, což bývá náročné a nákladné. Proto se často využívá menších aerodynamických tunelů a přesných modelů ve vhodném měřítku [13].

Tab. 3 Hodnoty součinitele odporu a čelní plochy, převzato z [9]

Typ vozidla	Součinitel odporu	Čelní plocha
	$c_x$ [-]	$S$ [ $\text{m}^2$ ]
osobní	0,3-0,4	1,6-2
sportovní	0,3-0,35	1,3-1,6
závodní (nekrytá kola)	0,4-0,6	0,7-1,3
závodní (krytá kola)	0,25-0,35	0,8-1,5
nákladní vozy	0,8-1,2	4-9
autobusy	0,5-0,7	5-7

Použití modelů automobilů lze realizovat pouze za předpokladu splnění všech náležitých podmínek. Všechny okrajové a počáteční podmínky reálného díla i modelu musí být totožné nebo alespoň zredukované ve smyslu modelových zákonů. Ty požadují, aby všechny bezrozměrné vzájemně nezávislé argumenty, sestavené z veličin vystupujících v problému, byly shodné. Musí se tedy docílit udržení fyzikální podobnosti. Nelze-li tuto podmínku dodržet, model nemůže být zhotoven a měření se musí provádět na díle samém [16]. Podle této teorie je problematika vysvětlována tak, že pokud jsou dvě geometricky podobná tělesa rozdílných velikostí (skutečný automobil a jeho model) obtékána vzduchem o rozdílné rychlosti, rozdílné kinematické viskozitě a hustotě, bude průběh tlaku, rychlost proudícího vzduchu na povrchu tělesa a tvar proudového pole podobný, stejně jako budou podobné i působící síly v daném

poměru [17]. K tomu ovšem dojde pouze v případě, když bude zachován poměr mezi třecími a setrvačnými silami, který je vyjádřen shodným Reynoldsovým číslem, vypočítaným podle rovnice (21). Překročí-li se jeho kritická hodnota, dojde ke změně druhu proudění, což má za následek porušení rovnováhy mezi třecími a setrvačnými silami [17]. Aerodynamickým (větrným) tunelem je myšleno zařízení, ve kterém je možné, za použití ventilátorů, vytvořit proud vzduchu. Následně zjišťovat tvar proudnic v okolí obtékaného předmětu nebo měřit hluk způsobený aerodynamikou automobilu. Vzniklý proud vzduchu se nazývá proudové pole. Pro zajištění co nejpřesnějších výsledků je nutné zamezit víření proudícího vzduchu, a právě z tohoto důvodu jsou prostory měřících místností velmi strohé. Za účelem předcházení vzniku nežádoucích chyb, které vznikaly nekvalitní konstrukcí aerodynamického tunelu, bylo postupem času vynalezeno několik druhů tunelů, které lze dělit podle [18]:

- způsobu provozu – se stálým nebo přerušovaným chodem
- měřícího prostoru – s otevřeným okruhem nebo uzavřeným prostorem
- rychlosti proudění vzduchu – nízkorychlostní, vysokorychlostní, podzvukové, nadzvukové
- orientace osy proudění – se svislou a vertikální osou

I přesto, že většina aerodynamických tunelů funguje na koncepci, která využívá laminární proudění, atmosférické větry vykazují turbulentní proudění o intenzitě až 30 %. Při jízdě automobilem dosahuje relativní intenzita podélné turbulence až 10 %, přičemž typické hodnoty bývají v rozmezí 2-5 % [19].

## 2.1 VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ-CFD

Na počátku výroby automobilů se kladl důraz primárně na jejich funkčnost. Postupem času, kdy byl vyřešen problém s pohonem automobilu, se začal klást důraz na emise a komfort při jízdě. V současnosti je možné využívat materiálů a technologií, které dříve nebyly známy. Díky tomu se emise, komfort i jízdní vlastnosti několásobně zlepšily a v dnešní době je díky tichosti chodu automobilu i při vysokých rychlostech velký problém hluk aerodynamický. Hlavních zlepšení při zamezování hluku v kabině automobilu již bylo dosaženo v minulých letech a nejčastější oblasti, které mají za následek vznik hluku, byly upraveny. Mezi největší změny v karoseriích automobilů patří: zarovnané povrchy, postupný přechod od čelního skla po boční, zvětšený průměr A-sloupku nebo zamezení oddělování proudění používáním zaoblenějších hran a povrchů. Důsledkem snižování tohoto hluku je snížení emisí a také zvýšení komfortu při jízdě. Dlouho dobu sloužily ke zkoumání aerodynamického hluku a chování proudění vzduchu kolem automobilu sloužily pouze aerodynamické tunely. Dnes se před touto fází využívá ještě matematických výpočtů v počítačových softwarech (CFD), až poté se umístí vyrobený model do měřicí komory a zviditelní se proudnice, například pomocí dýmu [17]. Konečné nedostatky se řeší v další fázi na vozovce, kde jsou reálné podmínky pro jízdu. Lze tedy říct, že zkoumání aerodynamiky se dělí na tři fáze.

Výpočtové metody lze využívat díky rychlému vývoji počítačů a počítačových technik. Toho si poprvé všiml americký chemik Gordon Moore a zformuloval zákon, který zjednodušeně říká, že každé dva roky se výpočetní kapacita počítačů dvojnásobně zvýší [14]. Od doby využívání metody CFD je možné získat mnohem více informací, které by nebylo možné zjistit pouze experimentálním přístupem.



Obr. 6 Turbulentní proudění vzniklé při jízdě vozu NASCAR, převzato z [46]

V této fázi se využívá matematických rovnic, které popisují jak laminární typ proudění, tak i turbulentní. Velmi podstatné jsou rovnice všeobecně nazývané jako zákony zachování. Mezi klíčové zákony v dynamice tekutin patří zákony zachování hmotnosti a hybnosti. V oblasti mechaniky tekutin představuje aplikace zákona zachování hmotnosti rovnice kontinuity. Musí zde platit, že pro elementární částici tekutiny, kterou proudí tekutina, zůstává hmotnost tekutiny v tomto elementárním objemu neměnná ( $m = \text{konst.}$ ). Celková změna hmotnosti tedy zůstává nulová [20]. Obecný tvar rovnice kontinuity pro nestacionární trojrozměrné proudění

stlačitelné tekutiny lze vyjádřit dle rovnice (23) pro kartézský souřadnicový systém s osami  $x_1, x_2, x_3$  jako:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (23)$$

kde  $\vec{v}$  je vektor rychlosti skládající se ze složek  $v_1, v_2, v_3$  směřujících ve směru jednotlivých os a index  $i = 1, 2, 3$ .

Pro případ, kde se nachází ustáleného proudění a nedochází ke změnám hodnot veličin v čase, lze rovnici (23) formulovat ve zjednodušeném tvaru jako rovnici (24):

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0. \quad (24)$$

Bude-li se uvažovat neměnná hustota tekutiny ( $\rho = \text{konts.}$ ), vznikne vztah pro nestlačitelné proudění:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0. \quad (25)$$

Základní rovnice v dynamice tekutin představují Navier-Stokesovy rovnice (dále N-S rovnice). Doposud provedené experimenty naznačují, že N-S rovnice v sobě mají zakomponované všechny aspekty chování, které skutečné tekutiny vykazují, a to včetně jevu turbulence [20]. Tyto rovnice jsou vyjádřením Newtonova druhého pohybového zákona (zákona síly) a u tekutiny tedy představují zákon zachování hybnosti. Rovnice (26) nestlačitelné viskózní tekutiny je pro lepší přehlednost zapsána ve složkovém tvaru.

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = G - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \Delta v_i, \quad (26)$$

kde první člen levé strany rovnice vyjadřuje proměnnost proudového pole v čase a druhý člen charakterizuje konvekci [20]. Druhý člen pravé strany rovnice je gradient tlaku, třetí je vliv viskozity a  $G$  [N] je objemová síla.

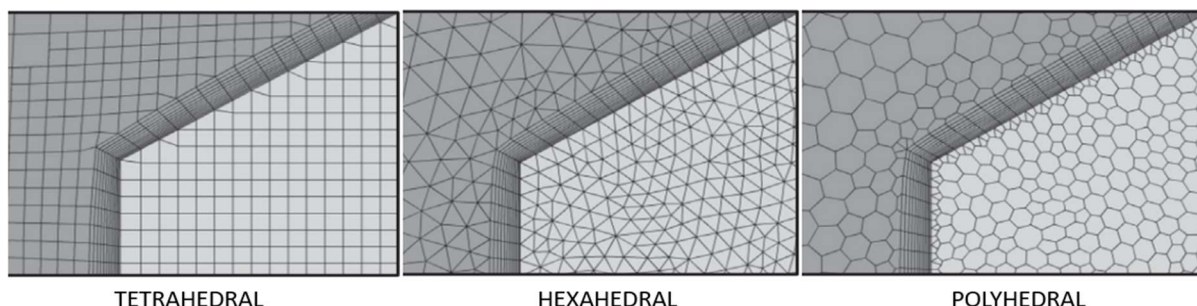
Popis turbulentního proudového pole se provádí pomocí pravděpodobnostně-statického přístupu, který se v současnosti používá nejčastěji při řešení inženýrských problémů. Okamžité stavy proudového pole jsou úplně popsány využitím způsobu, kde jsou N-S rovnice doplněné o rovnici kontinuity [20]. Řešení takto popsaných okamžitých stavů je pro praktické případy téměř neaplikovatelné. Z toho důvodu se využívá matematických úprav modelu pro výpočet statisticky středních stavů. Toto řešení je možné nazývat jako Reynoldsovy rovnice nebo Reynoldsovo středování. Vychází se zde z předpokladu, že v každém okamžiku lze příslušnou veličinu v turbulentním proudění rozložit na složku střední hodnotu  $\bar{u}$  a složku fluktuace  $u'$  [20].

Zavedení střední hodnoty může být uskutečněno třemi přístupy, a to středováním časovým, prostorovým nebo souborovým. Konečný tvar Reynoldsovy středované rovnice lze psát jako:

$$\rho \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = \left( \rho k_j - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ji} - \rho \tau_{ji}^R), \quad (27)$$

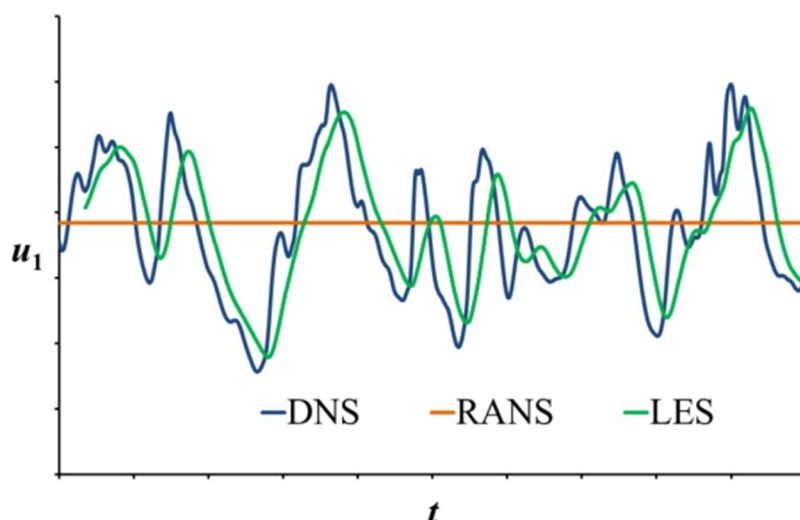
kde první člen pravé strany rovnice má význam časové změny flukтуаční rychlosti, druhý člen představuje vazbu mezi polem středních rychlostí a polem fluktuací. První člen pravé strany rovnice je vliv fluktuací tlaku a druhý je nelineární člen. Člen  $\tau_{ji}$ , který vznikl vlivem nelineárního konvektivního členu, je tzv. tenzor Reynoldsova napětí.

Realizace všech používaných metod v simulaci turbulentního proudění vyžaduje použití metod numerické matematiky, jejichž podstatou je tzv. diskretizace problému v čase a prostoru [21]. Časová diskretizace musí být taková, aby byl vytvořený model schopný zachytit dynamické chování v prostorové síti, kterých se při modelování využívá [21]. Základem CFD simulací je rozdělení zkoumané oblasti na velké množství na sebe navazujících kontrolních objemů a následné řešení rovnic zachování hmoty, hybnosti a energie pro každý z těchto objemů [22]. Kvalita sítě buněk, na které je rozdělena výpočetní oblast, významně ovlivňuje konvergenci výpočtu a tím i přesnost a správnost výsledků. Základní prvky prostorové sítě využívané pro převod 3D modelu do těchto sítí jsou tři, jejichž struktury jsou znázorněny na Obr. 7. Tyto struktury šestistěnné (hexahedral) a čtyřstěnné (tetrahedral), jenž se používají pro jednodušší a menší geometrické tvary díky jejich malému objemu, mají větší nároky na výkonnost počítače a velikosti paměti. Z toho důvodu vznikly sítě mnohostěnné (polyhedral), u kterých lze buňkami diskretizovat i složité geometrické tvary [22].



Obr. 7 Zobrazení struktur prostorové sítě, převzato z [23]

Výskyt vírových struktur značně ztěžuje řešení turbulentního proudění. V současnosti v zásadě existují tři metody pro přibližné řešení proudového pole popsaného Navier-Stokesovou rovnicí. Jedná se o přímé numerické simulace N-S rovnic (DNS), kde se problém řeší jak v prostoru, tak i čase. Reynoldsovu formulaci pro řešení středních polí RANS, nebo o jejich kombinace. Tato kombinace se nazývá metoda simulace velkých vírů (LES), pomocí které se velké víry a malé struktury modelují použitím Reynoldsových rovnic [20]. Na Obr. 8 je možné vidět, že výsledek získaný pomocí metody DNS je přesný časový průběh sledované veličiny. Výsledek získaný metodou RANS je pouze střední hodnota v čase a výsledek metodou LES je vyhlazený průběh sledované veličiny.

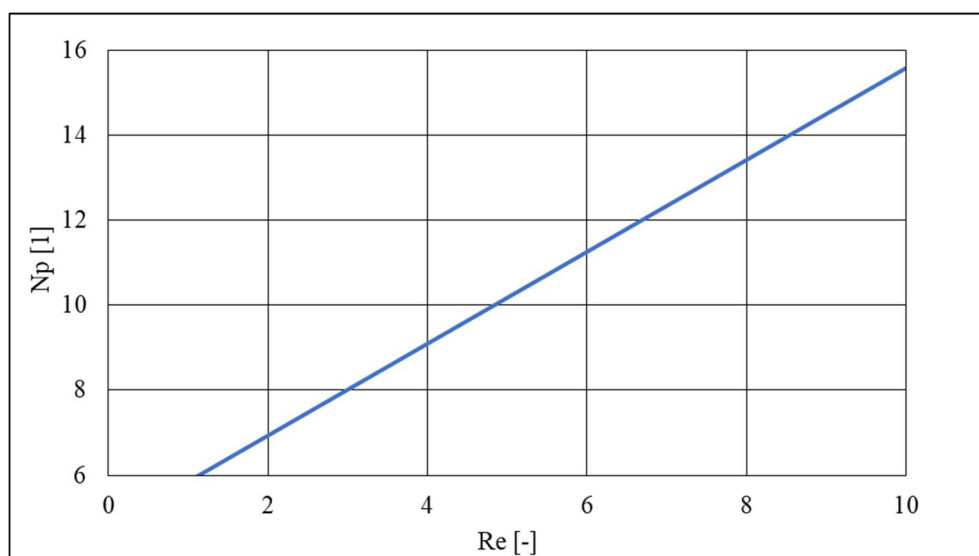


Obr. 8 Porovnání výsledků jednotlivých metod řešení N-S rovnic, kde  $u_1$  je hodnota sledované veličiny v daném čase, převzato z [20]

Metoda DNS (Direct Numeric Simulation) řeší N-S rovnice pomocí postupů numerické matematiky a je tak možné získat co nejpřesnější odhady turbulentního proudění [20]. Z důvodu jemné sítě je použití této metody podmíněno velkou kapacitou a výkonností počítače. Prostorovou diskretizaci je tedy nutno zvolit tak, aby celé spektrum vírových struktur vyskytující se v reálném proudění bylo pokryto. To znamená, že síť musí být tak malá, aby byly schopny zachytit víry o velikosti Kolmogorovova měřítka [20]. Podle tohoto měřítka turbulence lze odhadnout řádový počet uzlových bodů pro tyto sítě:

$$N_p = R_e^{\frac{9}{4}}. \quad (28)$$

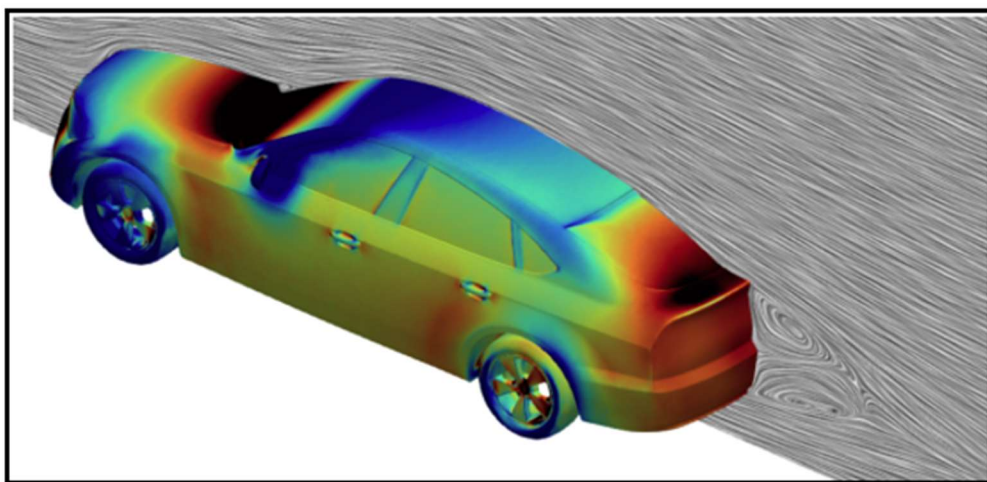
Počet těchto bodů sítě prudce narůstá s Reynoldsovým číslem. Tento nárůst, znázorněný na Obr. 9, má za následky chyby a nereálnosti výpočtů při použité horší výpočetní technice.



Obr. 9 Odhad počtu uzlových bodů prostorové sítě, převzato z [24]



Základ metody LES (Large Eddy Simulation) je modelování velkých vírů. Tyto víry jsou brány jako prostorové časově závislé útvary, které jsou zachycovány sítěmi. Ty mají za následek většinu přenosu tepla a hybnosti, stejně jako u metody DNS. Malé víry jsou modelovány podobně jako u metody RANS [24]. Můžeme tedy říct, že problém je rozdělen na dvě části, které ale nelze řešit samostatně. Turbulentní víry malých měřítek se na transportních jevech projevují jen málo, ale díky nim dochází k disipaci kinetické a turbulentní energie na teplo díky viskozitě [24]. S ohledem na velikost modelovaných struktur jsou ovšem lehce modifikovány tzv. subgridními modely (struktura menší, než je rozměr buňky sítě) a následně pomocí filtrace turbulentního pole odstraněny. [20] Výsledné rozložení tlaku a zobrazení proudnic v rovině procházející středem automobilu je podle výsledků metody LES demonstrováno na Obr. 10.

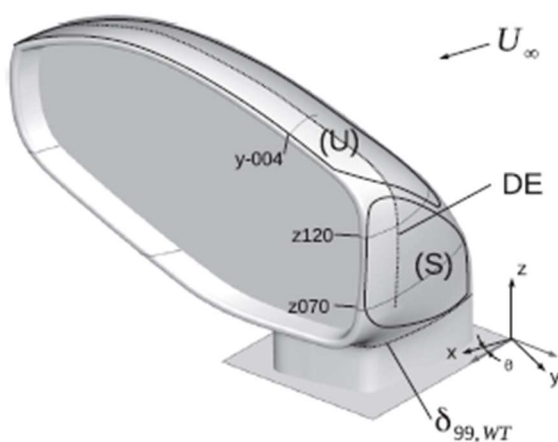


*Obr. 10 Rozložení tlaku a zobrazení proudnic vzduchu v rovině procházející středem automobilu, převzato z [47]*

V dnešní době je pro řešení inženýrských úloh nejčastěji používána metoda časového středování (RANS). Je to sice nejstarší metoda turbulentního modelování, ale stále v mnoha případech nejekonomičtější, pro výpočty složitého turbulentního proudění, které vzhledem k velikostem Reynoldsova čísla nejsou schopny řešit metody LES nebo RANS [25]. Nesnaží se zde vyřešit nestabilní prvky turbulentních vírů, ale modelují se všechny velikosti a řeší tak hodnoty proudění časově zprůměrované [25]. Problémem Reynoldsových rovnic je neuzavřenost systému rovnic tzv. disclosure problém, kdy je počet rovnic menší než počet neznámých, které se zvýšily o Reynoldsovo napětí [20]. Při průměrování rovnic přibude 6 složek tohoto napětí, čímž se počet z původních 4 složek (tlak a 3 složky rychlosti) zvýší na 10 v případě nestlačitelného proudění [21]. Reynoldsovo napětí lze modelovat metodou RANS dvěma způsoby. Prvním je tzv. Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě, podle které jsou tato napětí úměrná středním gradientům rychlosti jako u vazkých napětí. Druhým způsobem je modelování napětí turbulentními modely [25]. Těchto modelů je nespočet pro různé druhy použití. K nejznámějším z nich patří  $k$ - $\epsilon$  model,  $k$ - $\omega$  model a Reynoldsovo napětí (Reynolds stress model) [20]. Každý model lze použít pouze pro určité typy úloh, proto je podstatné jejich vhodné použití a následné získání co nejpresnějších výsledků.

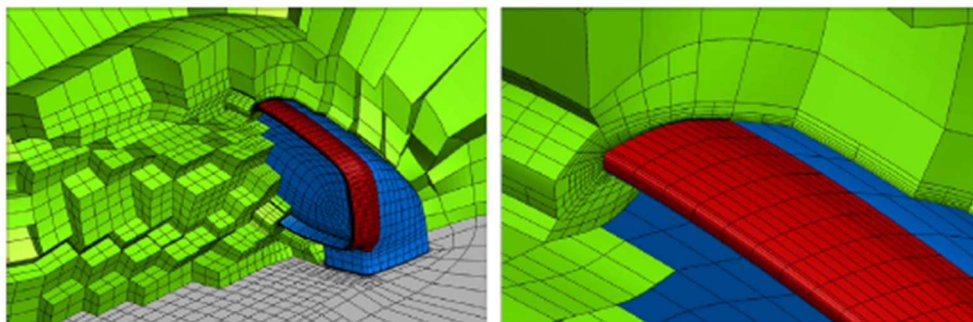
## 2.3 VYUŽITÍ CFD METOD

Jedním z mnoha využití CFD metod v praxi je predikce aerodynamického hluku. Například použitím metody LES je možná predikce hluku způsobeného bočním zpětným zrcátkem automobilu, jak je popsáno v [26]. Za účelem jednoduchosti byla simulace provedena na izolovaném bočním zrcátku připevněném na zemi aerodynamického tunelu, které je zobrazené na Obr. 11. Předběžné šetření objevilo, že rozložení tlaku na bočním povrchu namontovaného zrcátka je možné kvalitativně reprodukovat. Za účelem dosažení zmíněného jevu bylo izolované zrcátko rotováno zhruba o  $\theta = 20^\circ$  kolem své osy  $z$ . Rychlost volného proudu vzduchu v oblasti očekávaného výskytu tonálního hluku byla stanoven na  $u_\infty = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Hraniční neboli mezní vrstva proudu vzduchu v blízkosti zrcátka byla ve vzdálenosti  $\delta_{99,WT} = 30 \text{ mm}$ . Tato hranice značí vzdálenost, kde proud vzduchu ještě vykazuje turbulentní chování.



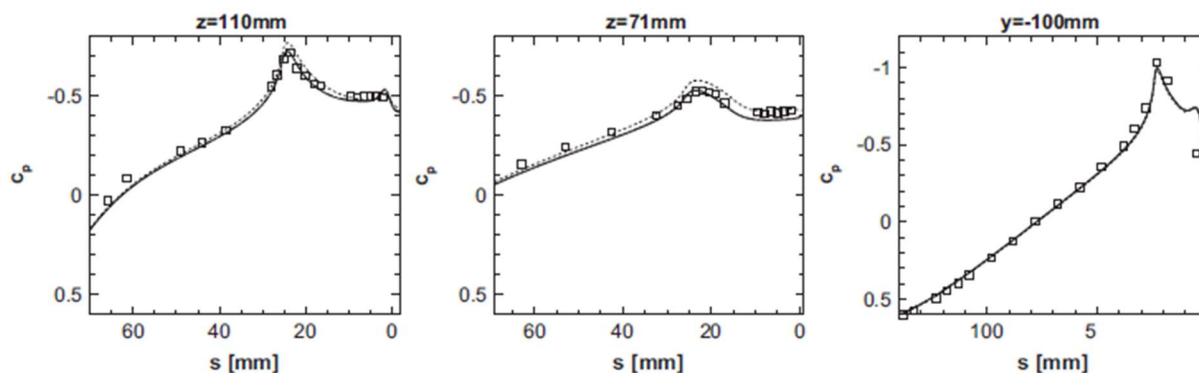
Obr. 11 Geometrie použitého modelu zrcátka. Vyznačená oblast  $S$  je boční povrch,  $U$  je horní povrch a  $DE$  je navržená (konstrukční) hrana. Čára  $\delta_{99,WT}$  značí přibližnou tloušťku mezní vrstvy turbulentního proudění, převzato z [26]

Základem výpočetní prostorové sítě je hrubá struktura tvořena šestihrany a formovaná do bloků. Vizualizace řezu vedeného výslednou sítí je zobrazena na Obr. 12. Oblast mezní vrstvy kolem celého zrcátka a oblast proudění za ním až k hranici oddělení je určena jako jeden segment (zelená oblast). Druhý segment je v horní části složen z oblasti obklopující navrhovanou a tažnou hranu a oblast překrytí proudu (červená oblast).

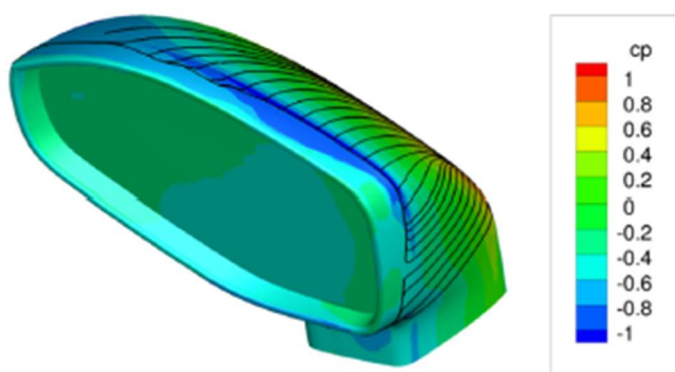


Obr. 12 Vizualizační řez výpočetní sítě s barevným rozdělením segmentů, převzato z [26]

Charakteristika tlakového koeficientu na povrchu zrcátka je zobrazena na Obr. 14. Za účelem dalšího charakterizování vzoru proudění jsou na povrchu vyneseny povrchové proudnice založené na tření povrchu. Z Obr. 13 a Obr. 14 je možné určit zrychlení až ke konstrukční hraně se silným tlakovým gradientem a náhlým nárustem tlaku krátce za konstrukční hranou. Povrchové proudnice naznačují oddělení krátce za hranou. Směrem ke spodní části boční hrany povrchu se konstrukční hrana zmenšuje, čímž se oddělovací bod posouvá směrem k zadní hraně. Bylo zde také zjištěno, že na bočním povrchu a vnitřní části horního povrchu jsou povrchové proudnice před separací téměř kolmé k zadní hraně a je tedy možné zde očekávat v podstatě dvojrozměrné chování.

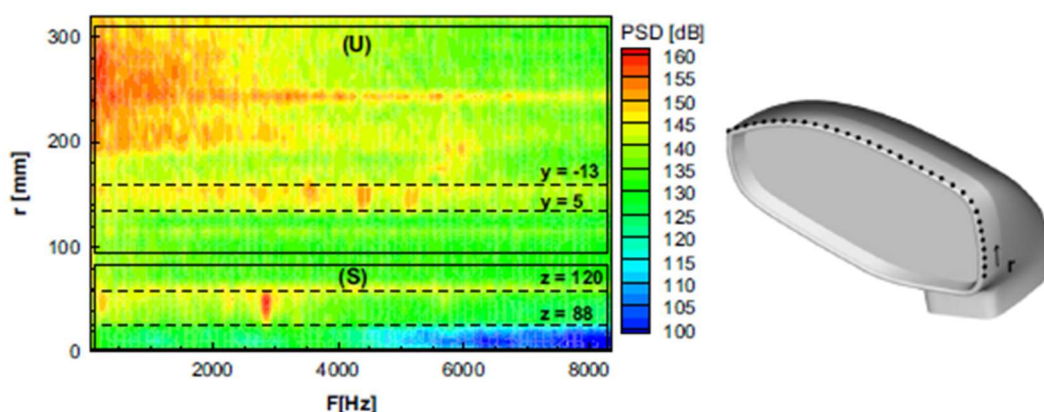


Obr. 13 Výpočetní a měřené rozložení tlakového koeficientu v daných místech, kde  $s$  značí tangenciální vzdálenost stěny k zadní hraně, převzato z [26]



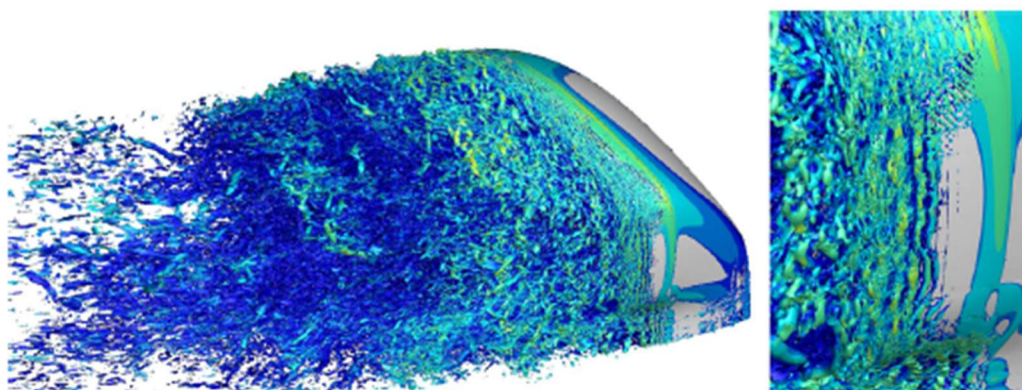
Obr. 14 Izokontury časově průměrovaného tlakového koeficientu a povrchových proudnic založených na tření povrchu, převzato z [26]

Výsledky získané experimentálním tvarováním naznačují umístění dominantního zdroje hluku podél zadní hrany analogicky s vlastním hlukem proudu vzduchu. Pro identifikaci zdrojů tonálního hluku bylo využito PSD spektra tlaku. Referenční hodnota PSD je  $4 \cdot 10^{-10} \text{ Pa}^2 \cdot \text{Hz}^{-1}$ . Na Obr. 15. je zobrazené tlakové spektrum zadní hrany vztažené k rozměru  $r$  tangenciálně k zadní hraně. Podle zmíněného Obr. 15 lze identifikovat dvě oblasti s úzkopásmovým obsahem. Oblast na bočním povrchu (S) obsahuje jednu odlišnou vrcholovou hodnotu a oblast na horním povrchu (U), která má hned několik úzkopásmových prvků, vyskytujících se současně.



Obr. 15 PSD spektrum tlaku stěny podél souřadnice  $r$  na zadní hraně, převzato z [26]

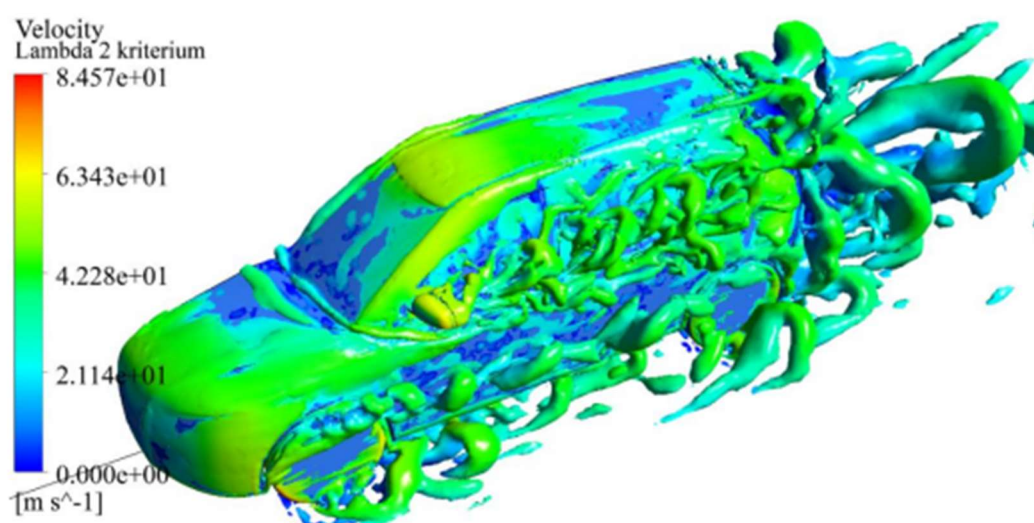
Pro nabytí dojmu globálního pole okamžitého proudění zobrazuje Obr. 16 izopovrchy zbarvené podle velikostí rychlostí. Na bočním a horním povrchu zrcátka se objevují nestálé vírové struktury mezi konstrukční a zadní hranou. Na postranní ploše (zobrazené na detailním pohledu na Obr. 16 vpravo), se tvoří v oddělené smykové vrstvě viditelné vírové struktury. Vznikají v přímé v blízkosti kolem zadní hrany a jsou pravidelně orientované po směru hodinových ručiček. Viditelná soudržnost klesá směrem k rohu mezi bočním a horním povrchem, kde se téměř přímo objevují malé nepravidelné struktury po proudě od konstrukční hrany.



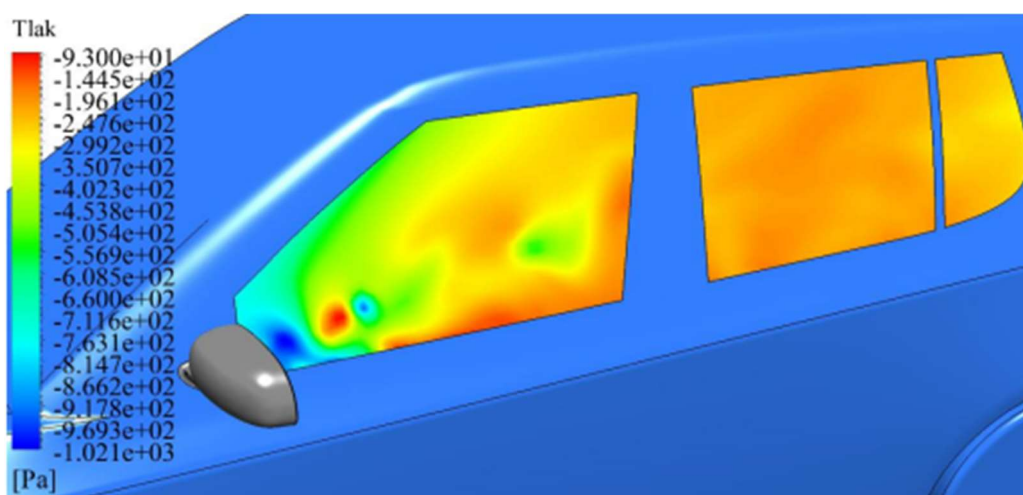
Obr. 16 Vírové struktury okamžitého proudového pole vizualizovaného izopovrchy zbarvené podle rychlosti, převzato z [26]

Volba jednotlivých metod výpočtového modelování proudění v jisté míře záleží na modelu, který je využit při měření. Níže zobrazené výsledky CFD metod jsou, stejně jako v předchozím případě, ze zjišťování aerodynamického hluku zrcátka. Bylo zde ovšem využito odlišné metody. Konkrétně metody RANS s využitím modelu  $k-\omega$ . Podle formy zobrazení vírových struktur na Obr. 17 je zřejmé, že jejich vyobrazení není ani zdaleka tak jemné jako v případě metody LES (Obr. 16). Je tedy možné říct, že metoda RANS je vhodnější pro zjišťování chování proudění vzduchu kolem větších objektů, kde je větší pravděpodobnost dosažení vysokých hodnot Reynoldsova čísla a kde není potřeba tak podrobné zobrazení vírových struktur. Na Obr. 18 je vidět, že metoda RANS při zjišťování rozložení tlaku hodnotí rozložení tlaku na bok automobilu v důsledku víření proudy vzduchu, kdežto metoda LES (Obr. 14) zobrazuje rozložení tlaku na samotném zpětném zrcátku v důsledku větru, který na něj působí.





Obr. 17 Vírové struktury nestlačitelného proudění zobrazené metodou RANS [50]



Obr. 18 Rozložení tlaku na oknech automobilu nestlačitelného proudění vypočteného metodou RANS [50]

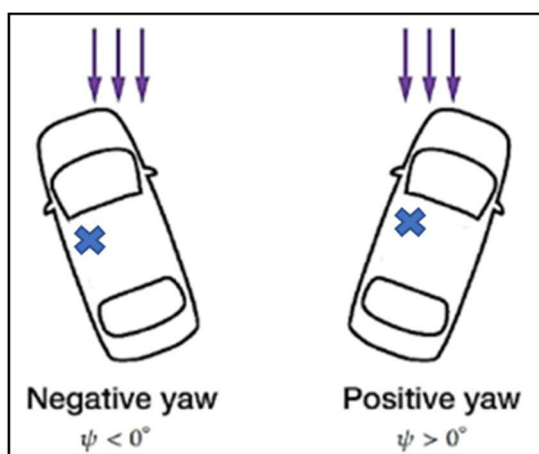
## 2.4 EXPERIMENTÁLNÍ ZJIŠŤOVÁNÍ AERODYNAMICKÉHO HLUKU

Za účelem zjišťování charakteristik aerodynamického hluku je prováděno mnoho výzkumů a experimentálních testů. Tato část se skládá z dalších dvou fází zmíněných v předchozí kapitole 2.1 Výpočtové modelování proudění-CFD, a to z testů prováděných v aerodynamických tunelech a na skutečné vozovce. Měření vnitřního hluku automobilu je možné provádět využitím jednotlivých mikrofónů strategicky rozmístěných v kabině. Ty je možné dělit podle průměru, frekvenčního rozsahu, citlivosti, typu zvukového pole a polarizačního napětí. Měření je adekvátní pro diagnostické práce, například pro hodnocení hluku úprav automobilu a jejich vlivu na vnitřní hluk [19]. Přednost se ovšem dává měření pomocí binaurálního měřicího zařízení (umělé hlavy) umístěné v přední části kabiny. Volí se z důvodu zachování podstatných fyziologických a psychoakustických vlastností vztahujících se k lidskému sluchu. Tímto zařízením, jehož ukázka je na Obr. 19, je myšlena simulace lidské hlavy, ramen a uší s přenosovými funkcemi a mechanickými impedancemi odpovídající lidskému tělu.



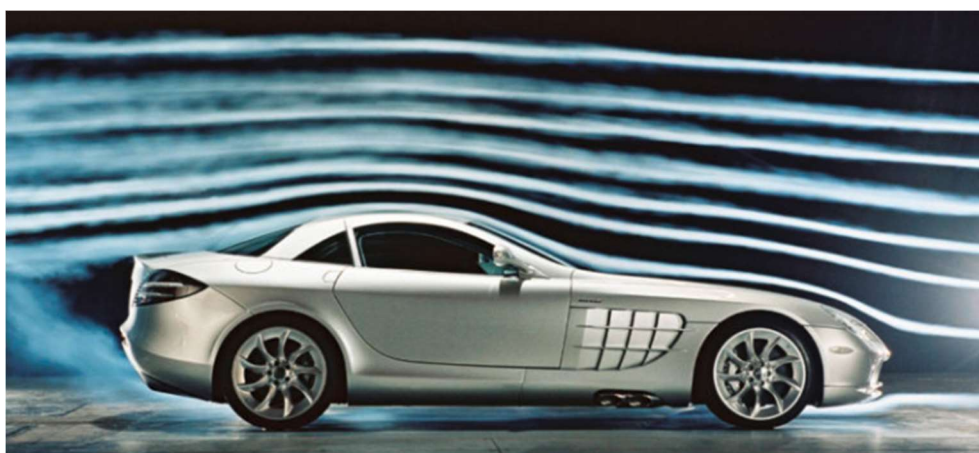
*Obr. 19 Umístění měřicího zařízení v kabině automobilu [48]*

Při následujícím měření bylo použito více kombinací testovacích případů a vybavení, jak je uvedeno v [19]. Využito bylo jak jednotlivých mikrofónů, tak i binaurálního měřicího zařízení, dále různých rychlostí a úhlů vybočení. Jako testovací těleso byl použit automobil standardní produkce. Velmi důležité je eliminovat hluk vyzařovaný ventilátory alespoň na nižší hladinu hluku než vyzařuje měřený objekt. Upínacím zařízením je myšlena deska, kam se ustaví vozidlo a připevní se za kola automobilu popruhy. Touto deskou je ve většině případů možno otáčet o  $\pm 12^\circ$ , kde je záporným úhlem myšleno natočení proti směru hodinových ručiček. Proud vzduchu dosahoval rychlostí  $100\text{--}160\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , může se ale lišit podle použitého aerodynamického tunelu. Z výsledků nastíněného měření, bylo zjištěno, že hluk dosahuje nejvyšších hodnot v pásmu  $100\text{--}1000\text{ Hz}$ . Pro získání lepší představy o tom, jak byl automobil v aerodynamickém tunelu orientován slouží Obr. 20



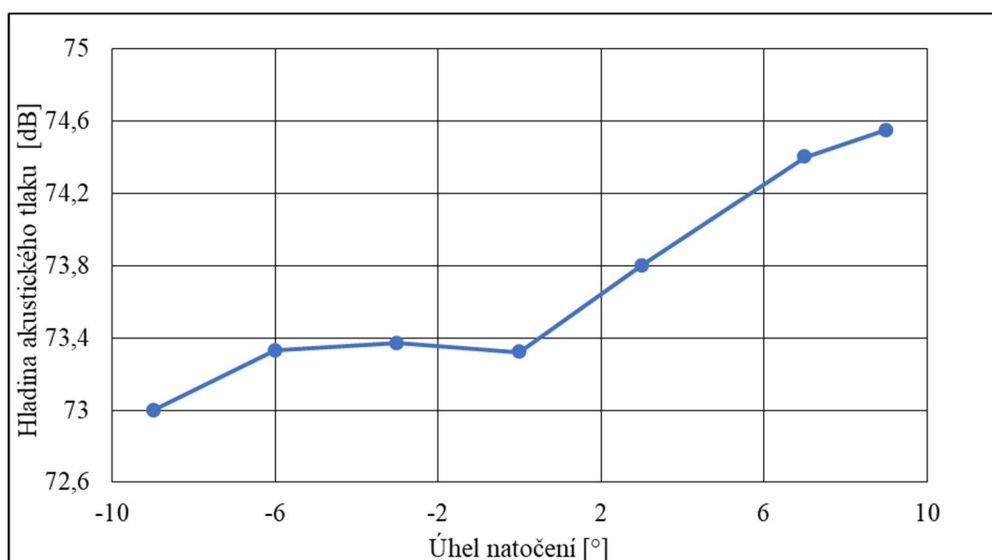
Obr. 20 Schéma orientace automobilu v aerodynamickém tunelu s označením měřicího místa, směru větru a smyslu úhlu vybočení, převzato z [51]

U těchto testů je dalším z cílů zjistit křivky hlasitosti zvuku uvnitř kabiny automobilu pro rozdílné rychlosti vzduchu a natočení vozidla, jenž simuluje boční náraz větru při průjezdu zatáčkou. Aby bylo lépe vidět, jakým způsobem je objekt obtékán a kde vzniká turbulentní proudění, je potřeba zviditelnit proud vzduchu. Toho lze docílit například vlnou, kdy jsou chomáče z krátkých vláken přilepeny na povrch testovaného tělesa. Častěji používané metody však využívají dým, jehož názorná ukázka je provedena na Obr. 21 [21].

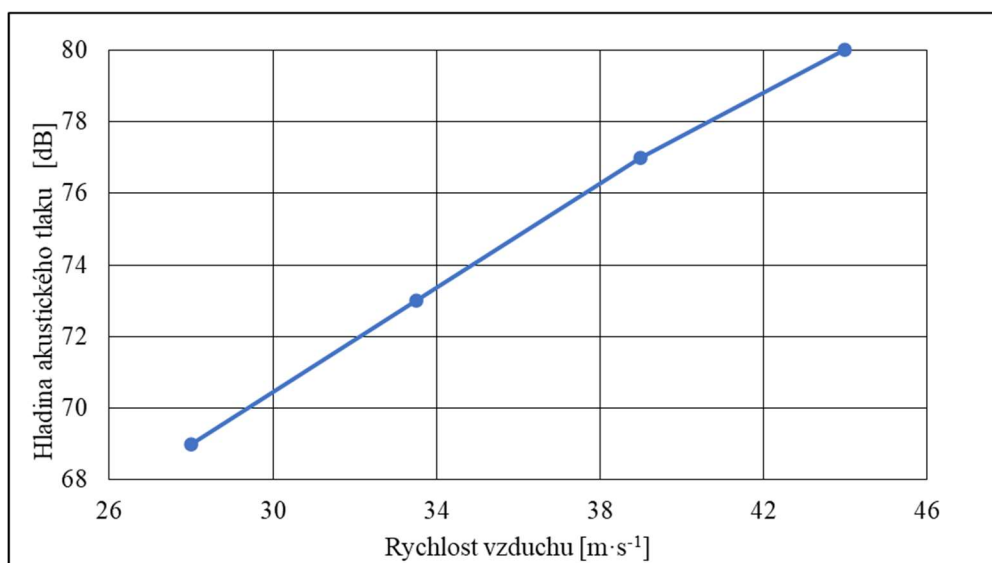


Obr. 21 Vizualizace proudnic využitím dýmu [52]

Grafy níže znázorňují, při měření hluku v tunelu, závislost hlasitosti na natočení automobilu při dané rychlosti (Obr. 22) a hlasitosti na rychlosti proudícího vzduchu (Obr. 23) [19]. Z Obr. 22 je jasné vidět, že hluk na místě spolujezdce je mírně zvýšen pro kladné úhly natočení. Tato situace nastává v důsledku oddělení proudu vzduchu od karoserie automobilu a vytvoření „bublíny“ na zadní části A-sloupku. Lze zde také vidět, že nárůst hlasitosti, měřené na místě spolujezdce u automobilu s řízením vpravo, je zhruba 4 dB na každých 20 km·h<sup>-1</sup>.



Obr. 22 Hlasitost aerodynamického hluku měřeného na místě spolujezdce v automobilu s pravostranným řízením ve  $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  při daném úhlu natočení, převzato z [19]

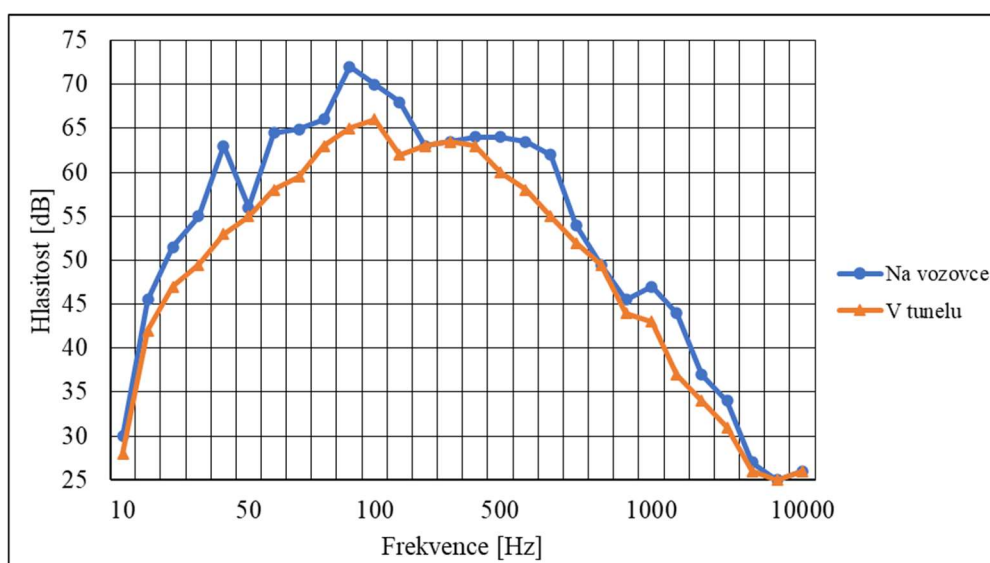


Obr. 23 Hlasitost aerodynamického hluku v kabině automobilu s pravostranným řízením při dané rychlosti měřeného na místě spolujezdce, převzato z [19]

Při realizaci testování na vozovce bylo použito stejné vozidlo jako v předchozím testu. Zvolená cesta byla plochá a relativně dlouhá. Podél ní nebyly v přilehlých oblastech žádné překážky. Tímto se zajistilo, že relativní nárazový vítr byl pouze funkcí rychlosti automobilu a atmosférického větru, a tudíž zde nebyly žádné vlivy turbulentních proudů vzniklé okolními objekty nebo automobily. Měření rychlosti atmosférického větru bylo provedeno lopatkovým anemometrem, jehož rychlost se během testů pohybovala v intervalu  $3\text{--}6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Rychlost automobilu během měření byla udržována na  $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  s maximální odchylkou  $\pm 2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .



Vzorkovací frekvence byla 200 Hz s automatickým vyhlazovacím filtrováním (anti-aliasing). Průměrná rychlost větru byla  $37,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a průměrný úhel vybočení zaznamenaný automobilem byl  $\psi = -5,5^\circ$ . Obr. 24 níže demonstruje vyhodnocení a porovnání dat získaných z testů v aerodynamickém tunelu a na vozovce. Můžeme si zde povšimnout, že hladiny akustického tlaku v tunelu jsou ustálenější, k čemuž dochází díky rovnoměrnému proudu vzduchu. Další možná příčina této skutečnosti může být ta, že při měření v aerodynamických tunelech stojí automobil nehybně na místě. Veškerý zde produkovaný hluk je tedy čistě funkcí aerodynamického hluku, kdežto u měření na reálné vozovce, je automobil v pohybu. Je tedy možné, že je zde částečně na vině také hluk způsobený pohonnou jednotkou nebo pneumatikami v interakci s povrchem vozovky.



Obr. 24 Porovnání hluku uvnitř automobilu měřeného v přední části kabiny, převzato z [19]

Aby bylo vyhodnocení kompletní, je zapotřebí vypočítat tzv. šikmost a špičatost dat. Šikmost dat je míra symetrie distribuce dat vzhledem k jejímu průměru, definovaná dle rovnice (29) a špičatost je míra kulminace distribuce dat, definovaná dle rovnice (30).

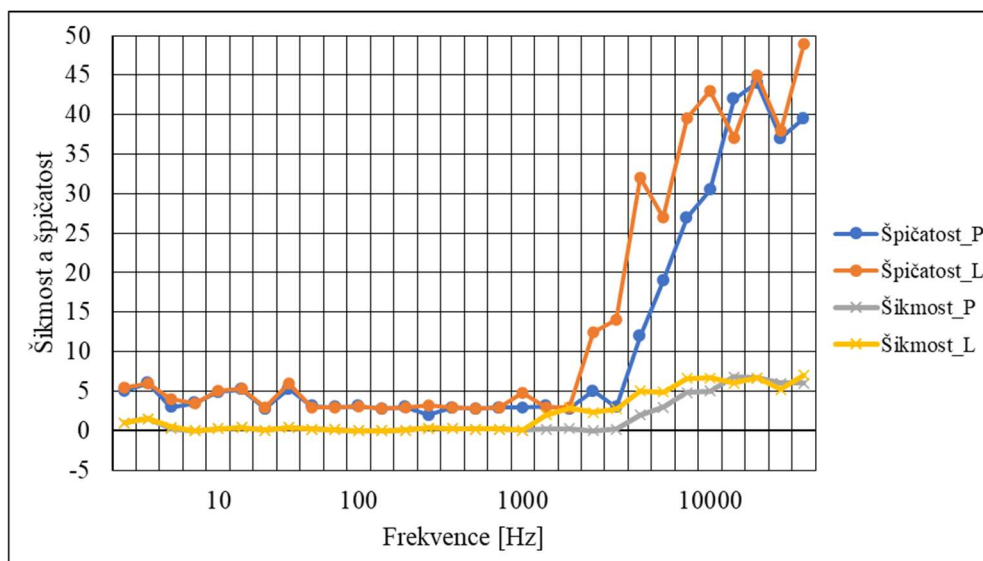
$$\text{šikmost} = \frac{P(x - \bar{x})^3}{\sigma^3}, \quad (29)$$

$$\text{špičatost} = \frac{P(x - \bar{x})^4}{\sigma^4}, \quad (30)$$

kde  $P$  je předpokládaná hodnota,  $x$  je hodnota dat,  $\bar{x}$  je průměr dat a  $\sigma$  je standartní odchylka.

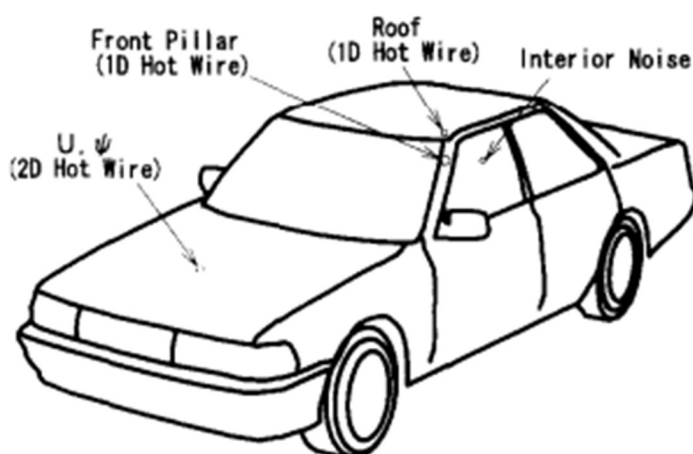
Pro normálně distribuovaná data je hodnota šikmosti 0 a špičatosti 3. V případě, že je špičatost vyšší než 3, je distribuce špičatější. Vyhodnocení těchto dvou funkcí z testování na vozovce je demonstrováno na Obr. 25. Distribuce akustického tlaku v pásmech nad 1500 Hz začíná být pozitivně zešikmená od symetričnosti v pásmech nižších frekvencí. Hodnoty špičatosti se v tomto případě rapidně zvyšují od přibližně tří, což odpovídá normální distribuci, až po velmi vysoké hodnoty dosahující čtyřicet a více. Tyto funkce byly vypočítány z nejhlasitějších hodnot testů na vozovce. Z toho vyplývá, že na vozovce se zaznamenaný hluk chová nestabilně a

nepředvídatelně. Ve vyšších frekvencích se vyskytují větší fluktuace hluku ve srovnání se střední hodnotou, což naznačuje, že zvuk se v čase značně liší.



Obr. 25 Hodnoty vypočítané špičatosti a šikmosti ze získaných dat, převzato z [19]

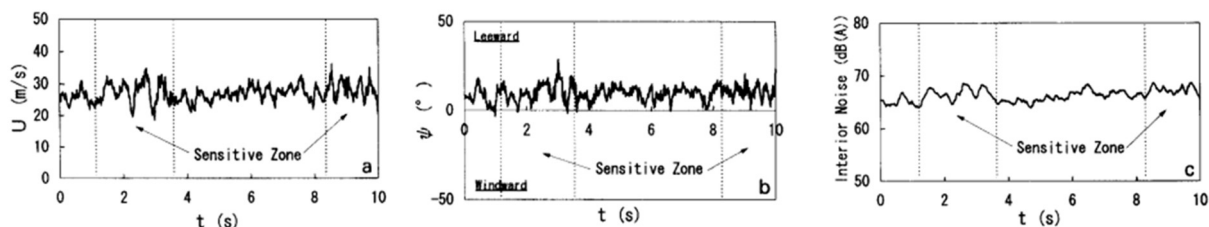
Podobné měření aerodynamického hluku, které je uvedené výše bylo provedeno například společností Toyota Motor Corporation [27]. V tomto experimentu byla zkoumána hodnota aerodynamického hluku automobilu nejen uvnitř kabiny, ale i na různých místech po celé karoserii. Všechny tato místa měření jsou znázorněna na Obr 26.



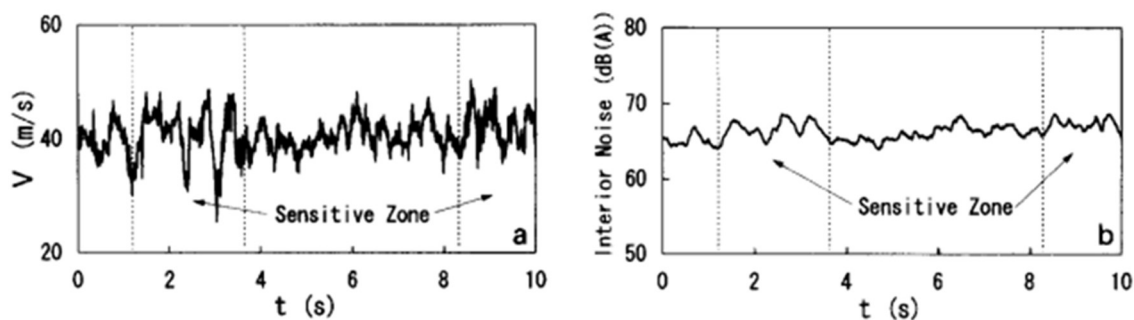
Obr 26 Zobrazení umístění jednotlivých mikrofónů na automobilu, převzato z [27]

Tento experiment byl zrealizován na reálné vozovce. Rychlost atmosférického větru se pohybovala v intervalu  $5\text{--}10\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , rychlost vozidla byla udržována na  $100\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a maximální úhel o který byl automobil vybočen vůči proudnicím větru byl  $\psi = \pm 20^\circ$ . Měření bylo prováděno pomocí čtvrtalcového kondenzátorového mikrofónu, který byl v případě měření hluku na kapotě umístěn 100 mm nad jejím středem a v případě střechy a A-sloupku 10 mm nad povrchem. Ze získaných dat, graficky vyobrazených na níže (viz Obr. 27), je možné pozorovat, že rychlost proudění vzduchu nad kapotou představuje kombinovanou rychlost

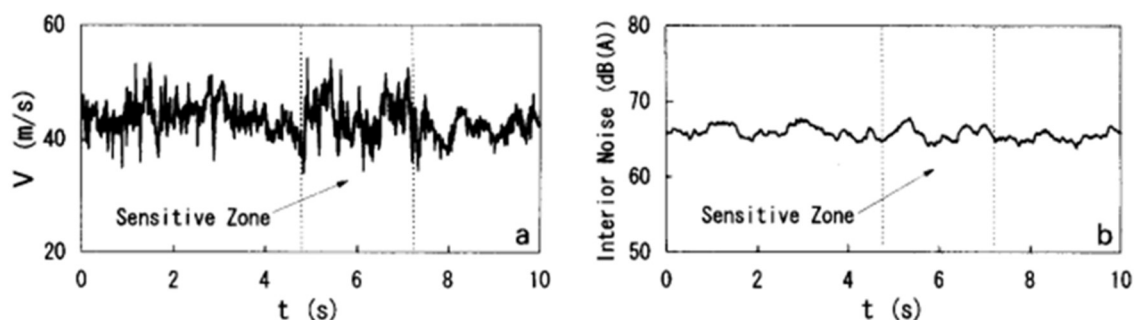
proudění, a kolísání hluku v kabině je významné při jejich korelaci (součinitel korelace  $r=0,68$ ). Úhel vybočení na druhou stranu nemá nijak významný vliv. Fluktuace vnitřního hluku v kabině tedy nejvíce závisí na rychlosti proudícího vzduchu. Další částí vyšetřování hluku byl vzájemný vztah mezi hlukem v kabině a rychlostí vzduchu na A-sloupku (Obr. 28) a na střeše (Obr. 29), které jsou považovány za nejvýznamnější zdroje aerodynamického hluku u automobilů, což je možné vidět i na následujících výsledcích.



Obr. 27 Výsledky z měření na kapotě: a) rychlost větru, b) úhel vybočení, c) hluk v kabině, převzato z [27]



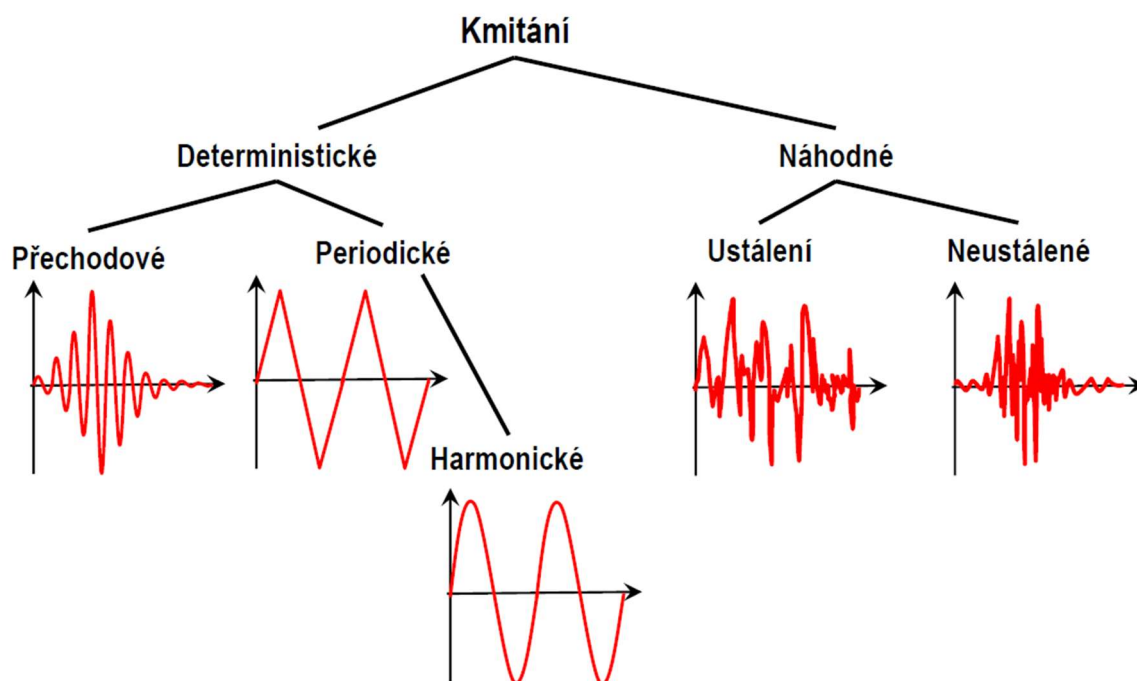
Obr. 28 Výsledky měření na A-sloupku: a) rychlost větru, b) hluk v kabině, převzato z [27]



Obr. 29 Výsledky měření na střeše: a) rychlost větru, b) hluk v kabině, převzato z [27]

### 3 MECHANICKÝ HLUK

Na rozdíl od výše zmíněného aerodynamického hluku (viz 2. Aerodynamický hluk), nevznikají mechanické složky hluku až po uvedení automobilu do pohybu, ale s uvedením pohonné jednotky do provozu. Příčinou tohoto typu hluku je kmitání povrchu tělesa, které vyvolá kmitání i v přiléhajících vrstvách kapalného a plynného prostředí [4]. V nich se poté šíří akustický rozruch a svojí mechanickou energii předává akustickému prostředí. Do celého akustického prostředí se tato vzniklá energie šíří prostřednictvím akustických vln. Tyto vlny závisí na rozměrech, tvaru povrchu kmitajícího tělesa a charakteru kmitání, tj. frekvence, amplituda [28]. Za kmitání neboli vibrace jsou považovány změny určité veličiny, které jsou závislé na čase a mají vlastnost opakování nebo jsou k opakování alespoň náchylné [5]. Na Obr. 30 je možné vidět rozdělení kmitání podle Novotného [3].



Obr. 30 Rozdělení kmitání [3]

Deterministické vibrace jsou vibrace, kde je okamžitá hodnota vibrací v čase přesně určena jejich časovým průběhem zaznamenaným dříve, než daný časový úsek [5]. Náhodné vibrace jsou jejich opakem, což znamená že okamžitá hodnota vibrací nelze být určena z časového průběhu [5].

Kmitání lze charakterizovat pomocí výchylky z rovnovážné polohy  $y$ , rychlosti kmitání  $v$  a jeho zrychlení  $a$  při vyšetřování kmitavého pohybu hmotného elementu prostředí. Podle fyzikálních základů jsou tyto tři veličiny na sobě závislé, což lze vidět ze vztahů níže.

$$y = y_0 \cdot \sin \omega_f \tau, \quad (31)$$

kde  $y_0$  [m] je amplituda výchylky chvění a  $\omega_f$  [s<sup>-1</sup>] úhlový kmitočet.

$$v = \frac{\partial y}{\partial \tau}, \quad (32)$$

kde  $y$  [m] je výchylka kmitajícího bodu z rovnovážné polohy.

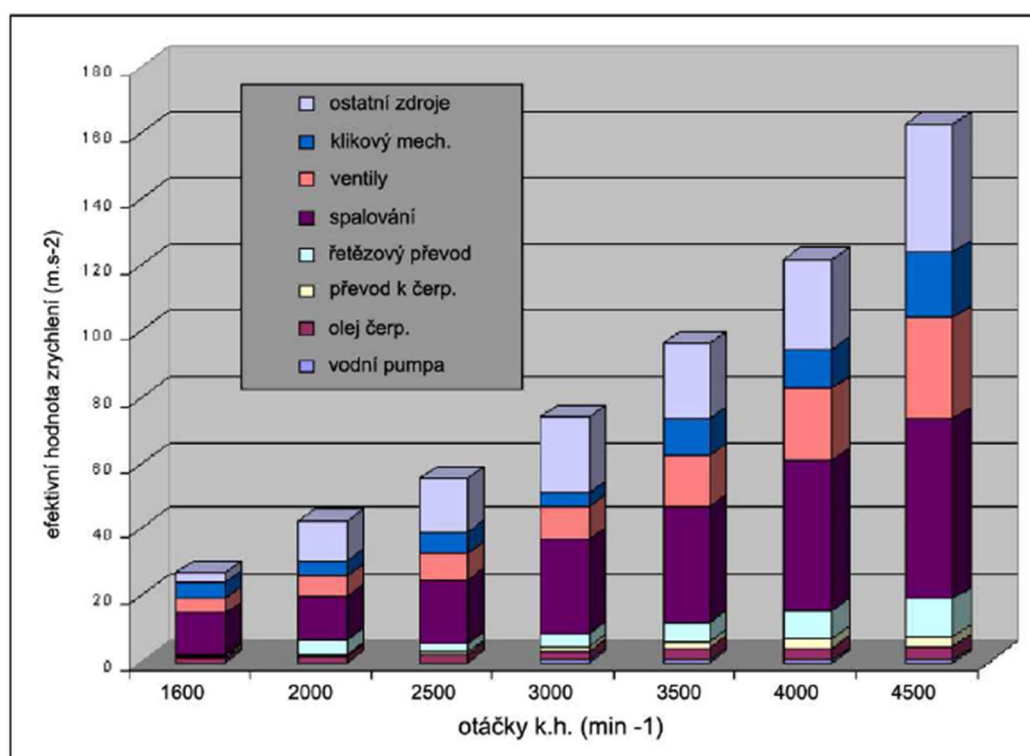
$$a = \frac{\partial v}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 y}{\partial \tau^2} \quad (33)$$

### 3.1 HLUK POHONNÉ JEDNOTKY

V převážné většině automobilů je nejvýznamnějším zdrojem hluku pohonná jednotka. Touto jednotkou je myšlen spalovací motor. Za spalovací motor je považována mechanická soustava několika na sobě závislých komponentů začleněných do jednoho tělesa – bloku motoru. Podle principu činnosti se spalovací motory dělí na čtyři základní typy [29]:

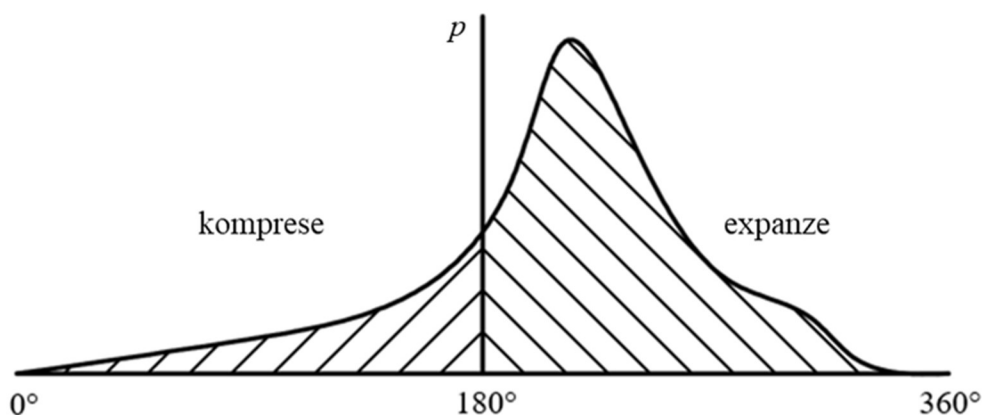
- Zážehové – fungují na principu stlačení směsi paliva a vzduchu a jejím následném zapálení přeskokem elektrické jiskry. Směs se může tvořit vně válců v karburátoru (konstrukce starších motorů) nebo pomocí dnes již běžně používané metody, a to vstřikováním paliva.
- Vznětové – pracují díky stlačení vzduchu a vstříknutí paliva pod vysokým tlakem do válce. Zápalná směs se tvoří přímo ve válci a k jejímu zapálení dochází samočinně z důvodu vysoké kompresní teploty (samovznícení).
- Dvoudobé – pracovní cyklus (sání, komprese, expanze, výfuk) proběhne během dvou zdvihů pístu. Tedy v průběhu jednoho otočení klikové hřídele motoru o 360°. Pracovní cyklus zde probíhá jak nad pístem, tak i pod ním.
- Čtyřdobé – pracovní cyklus probíhá během dvou otáček klikové hřídele motoru a pouze nad pístem.

Na celkovém hluku pohonné jednotky se podílí více zdrojů. Specifické zastoupení jednotlivých budících účinků vibrací je vyobrazeno na Obr. 31. Tento diagram je sestaven z hodnot získaných měření zážehového čtyřdobého motoru osobního automobilu řady Š8XX typu OHV [30]. Je zde jasně vidět, že v každém místě intervalu otáček spalovacího motoru převládá hluk termodynamického cyklu (spalování).



Obr. 31 Porovnání vibrací dílčích zdrojů zážehového motoru při maximálním kroutícím momentu [30]

Hluk při termodynamickém cyklu pístového spalovacího motoru vzniká z důvodu prudkých změn tlaků, znázorněných na Obr. 32 a mechanických sil produkovaných uvnitř pracovního prostoru válce při zážehu nebo vznícení paliva. Síla tlakového rázu působí přímo na povrch stěny spalovací komory. Velikost tohoto tlaku silně závisí na konceptu spalování, který je ovlivněn například strategií vstřikování, kompresním poměrem, geometrií misky atd. [31]. Zvyšuje se úměrně s mírou hoření. Čelo plamene vzniklého hořením se při chodu motoru šíří přibližně  $30\text{--}50\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  [28]. Čím vyšší jsou otáčky motoru, a tudíž i větší rychlost spalování, tím je chod motoru hlučnější. Extrémní případ hoření je tzv. detonační hoření, při kterém je typický zesílený zvukový projev motoru a rychlost šíření plamene až  $3000\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tento děj nastává při příliš vysoké teplotě v prostoru válce, což vede k předčasnému z vznícení palivové směsi. Tlaková vlna, vyvolaná detonačním spalováním, se šíří spalovacím prostorem a při dopadu na stěny spalovacího prostoru a dno pístu vyvolává rázy v pístní skupině a v klikovém mechanismu. Mechanické síly vyvolávané tlakovými silami se přenášejí skrze mechanický systém ve válci díky vůli pístu, deformaci, třením atd.

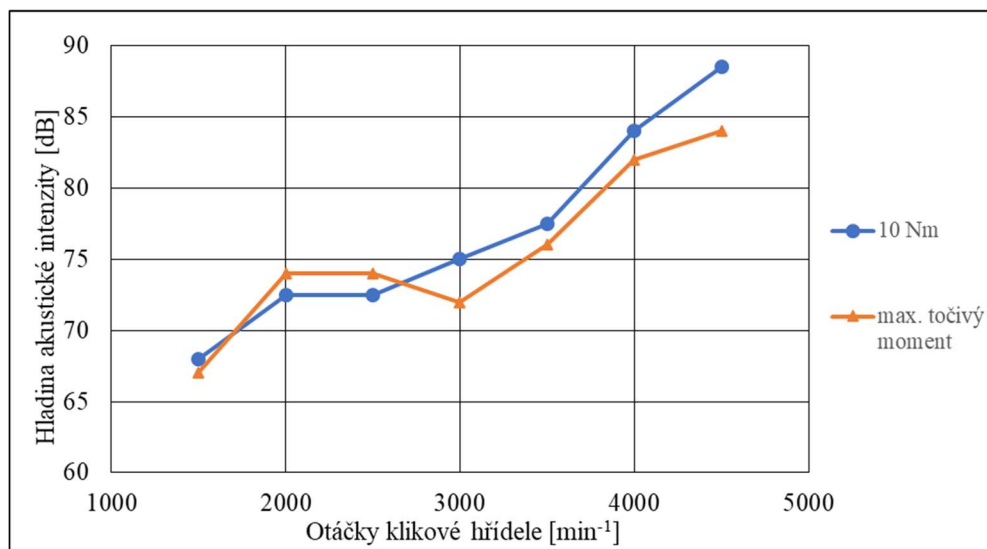


Obr. 32 Průběh tlakové síly v pracovním prostoru válce v závislosti na poloze klikové hřídele, převzato z [32]

Mechanickým hlukem spalovacích motorů je brána jakákoliv vzájemná interakce kovových ploch způsobená v důsledku chodu motoru, která způsobuje vibrace. Příklady jednotlivých zdrojů hluku za chodu motoru jsou [28]:

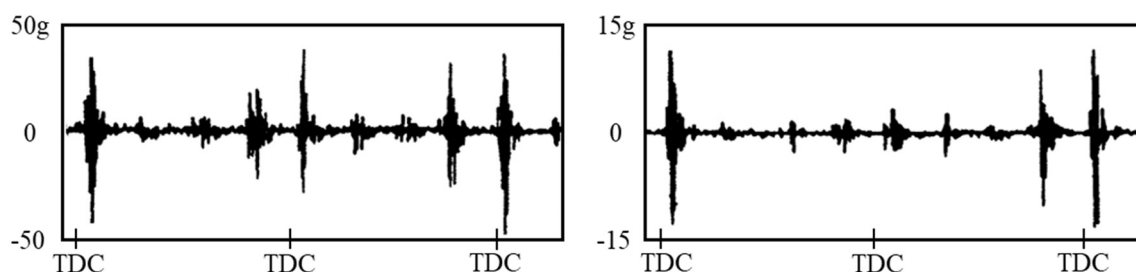
- dosednutí ventilů do sedel
- vymezování vůle ventilového rozvodu při otevírání ventilů
- pohyb pístních kroužků v drážce pístu
- klopení pístů v úvratích vratného pohybu
- vymezování vůle v uložení pístního čepu
- tření vačky po kontaktní ploše ventilového zdvihátka
- hluk kluzných ložisek
- olejové čerpadlo (u vznětových motorů palivové)
- vstřikovače paliva

Konkrétně hluk vznikající ventilovým rozvodem je velice významný. Celkový podíl ventilového rozvodu na hluku motoru je 10–25 % [30]. V případě výše uvedeného motoru s rozvodem typu OHV vznikají vibrace zejména při zavírání ventilů, které jsou spojené s rázy při kontaktu ventilu se sedlem. Frekvenční spektrum těchto vibrací je široké a spojitě v intervalu  $10^3$  až  $2 \cdot 10^4$  Hz [30]. Jak uvádí Jedelský [30], je pro jejich vyhodnocování podstatné to, že mají omezenou dobu trvání a vzniklé rázy jsou časově dobře určeny. Navržená metodika je založena na využití tzv. časových oken, které vymezují vibrace od jednotlivých ventilů. Při vyhodnocování se z naměřeného signálu vibrací vybere úsek. V tomto úseku, je zaveden předpoklad, že vliv rázu vyhodnocovaného ventilu je převažující. Počátek těchto vibrací je pozdržen o dopravní zpoždění vzhledem k okamžiku dosednutí ventilu do sedla. Pro ohybovou vlnu je toto zpoždění cca 0,2 ms při vzdálenosti měření 0,2 m a frekvenci 10 kHz [30]. Konec časového okna se volí tak, aby v něm byla zahrnuta podstatná část energie vibrací. Je ovšem nutné, aby okno končilo před začátkem rázu následujícího ventilu. Z dat získaných popsanou metodou bylo zjištěno, že nejvyšší hodnoty hluku a vibrací se vyskytují v blízkosti ventilových sedel. Z grafu na Obr. 33 je také vidět, že ve vyšších otáčkách při velkém zatížení je nižší úroveň vibrací než při malém zatížení.



Obr. 33 Hluk generovaný ventilovým rozvodem při točivém momentu 10 Nm a při maximálním točivém momentu. Měření bylo provedeno na více místech v motorovém prostoru pomocí povrchové intenzity, převzato z [30]

Obecně lze říct, že celkový akustický výkon je závislý na provozní teplotě motoru, kvalitě a aktuálním stavu jednotlivých komponentů spalovacího motoru [32]. Akustický výkon klesá kvůli tepelné roztažnosti jednotlivých součástí, kdy díky jejich ohřevu dochází ke zmenšování vůlí a tím ke zmenšení energie rázů. Opatření součástí se naopak podílí na zvyšování akustického výkonu, čímž dochází ke zvětšování vůlí, a to vede ke zvyšování energie vibrací, jak je znázorněno na Obr. 34.



Obr. 34 Vibrace bloku motoru s velkým opotřebením (vlevo) a motoru po záběhu (vpravo) kde TDC značí horní úvrat' pístu, převzato z [32]

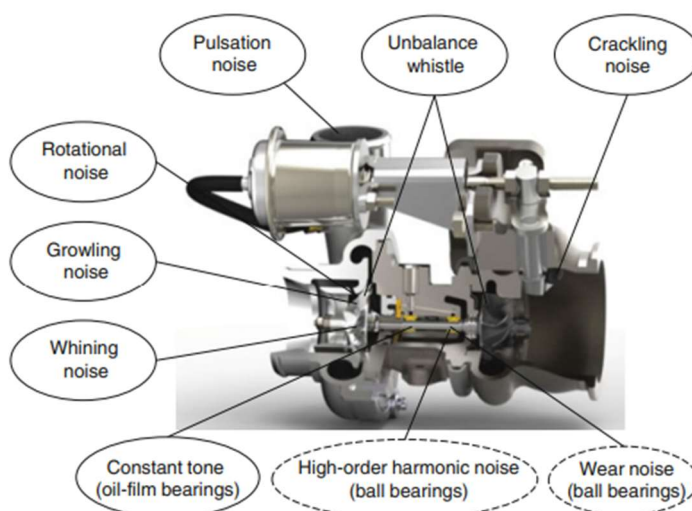
Většina hluků a vibrací produkovaných spalovacím motorem pochází převážně z procesu spalování nebo z činností jednotlivých komponentů motoru. I přesto je nutno zmínit, a mezi zdroje hluku a vibrací zařadit, i hluk produkovaný prouděním kapalin a plynů pohonnou jednotkou. V případě kapalin se jedná o chladicí kapalinu a mazací olej. Ty přispívají k celkovému hluku v momentě výměny palivové směsi ve válci, kdy proudí vzduch a spaliny potrubím a hlavou válce. Nejvýznamnějším se jeví hluk generovaný při odchodu výfukových plynů z válce motoru po otevření výfukového ventilu [30]. V tomto okamžiku dochází k razantnímu poklesu tlaku v pracovním prostoru válce. Tento děj nastává v důsledku otevření výfukového ventilu v době, kdy ještě není dokončen expanzní zdvih pístu.



### 3.2 HLUK TURBODMYCHADLA

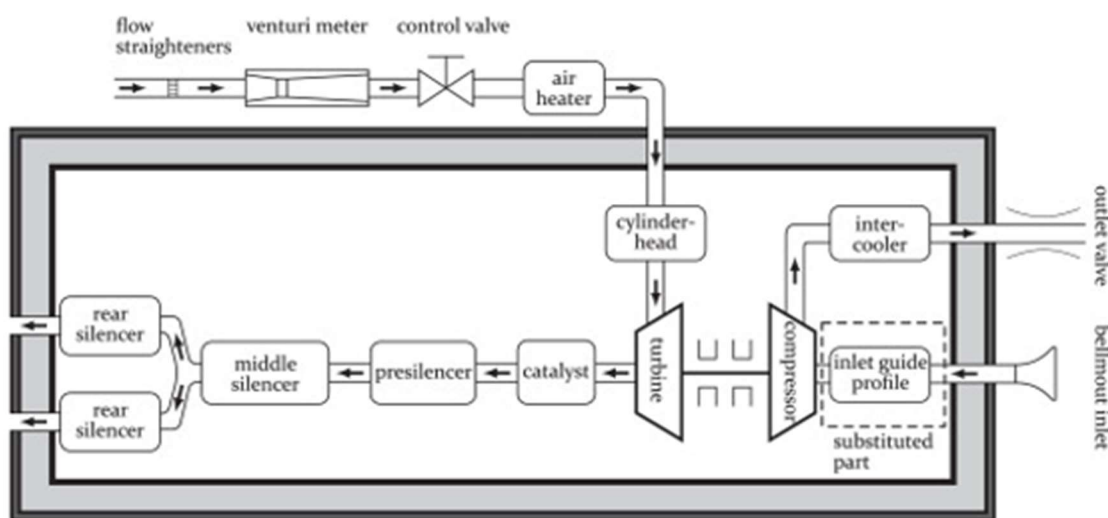
Hluk vznikající v důsledku provozu turbodmychadla je možné rozdělit více způsoby. Jedním z nich je možnost dělení na mechanický a aerodynamický hluk. Mechanický hluk má tendenci vznikat v důsledku nevyváženosti rotujících součástí, čímž dochází k jejich vibracím. Jak již bylo popsáno v předchozí kapitole (2. Aerodynamický hluk), tento typ hluku má příčinu vzniku v proudění plynů nebo tekutin. Konkrétně v případě turbodmychadla se jedná o vzduch, který jím prochází, a olej který je v místě uložení hřídele oběžného kola kompresoru a turbíny. Druhý způsob dělení je na pasivní a aktivní [33]. V podstatě je možné říct, že do skupiny pasivních hluků patří všechny zvuky produkované turbodmychadlem. Jedná se totiž o zvuky, které se po jejich vzniku šíří vzduchem, přenášejí se vibracemi do dalších součástí motoru nebo automobilu a je jedno z jakého zdroje pochází. Je zde tedy velká závislost na okolních faktorech jako je třeba typ vozidla, způsob provedení náprav, tuhost rámu nebo schopnost jednotlivých prvků motoru tlumit vibrace. Do skupiny aktivního hluku lze například zařadit níže vyjmenované zvuky [33]. Oblasti vzniku těchto a dalších zvuků jsou označeny na Obr. 35. Z důvodu zachování korektnosti budou jejich názvy uvedeny v původním, anglickém jazyce.

- Pulsation whistle – je způsoben drobnými rozdíly objemu komor oběžných kol kompresoru v důsledku výroby. Typická frekvence se pohybuje v rozmezí 1200-4500 Hz odpovídající vyšší zátěži motoru dosahující 3500 ot·min<sup>-1</sup>.
- Growling noise – vzniká v důsledku pozvolného uvolňování plynového pedálu, čímž se snižuje množství vzduchu odebíraného kompresorem a zvyšuje tlak za oběžným kolem. Tento zvuk vzniká v rozmezí 1200-3500 Hz při druhém a třetím rychlostním stupni.
- Whinning noise – vzniká prudkým, úplným uvolněním plynového pedálu a uzavřením motoru. Tím se zvedne tlak za výstupem oběžného kola kompresoru na hodnotu tlaku vyšší, než je kompresor schopen dodat. Následně se proud vzduchu otočí a proudí zpět směrem ke vstupu, kde se ale opět obrátí do původního směru. Jeho frekvence je v intervalu 800-2700 Hz.



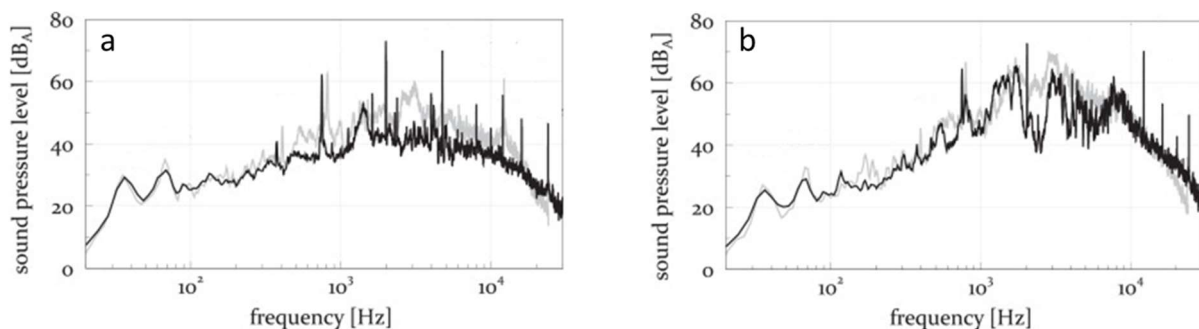
Obr. 35 Zdroje hluků v turbodmychadle [33]

Jak už bývá zvykem, tak pro získání výsledků požadovaného zadání není nikdy pouze jedna správná metoda. Ať už se jedná například o měření vlastností materiálů nebo o měření délkových rozměrů různých součástí. Ani v případě měření hluku turbodmychadla není určen pouze jeden správný způsob. Roli při výběru správné metody hraje, zda je cílem změřit hladinu akustického tlaku či výkonu, nebo zda se snaží určit místo, kde je vznik hluku největší. Záleží také jestli se měření provádí na turbodmychadle, které je připojené k běžícímu motoru automobilu nebo jeho samostatné měření mimo něj na speciálním zařízení zvaném test bench. Schéma tohoto zařízení je zobrazené na Obr. 36 níže. Tato měření se řadí do kategorie experimentálních měření, kterými se nejčastěji zjišťují charakteristiky pasivního hluku. Je-li požadovaný měřený hluk koncepce aerodynamické, využívá se CFD metod, stejně jako při měření aerodynamického hluku automobilu.



Obr. 36 Schéma testovací lavice pro turbodmychadla [34]

Jedno z mnohých využití tohoto zařízení je například při zjišťování vlivu geometrie části, kterou se přivádí vzduchu do turbodmychadla, na produkovaný hluk. Není zde téměř žádná nutnost měnit testovací zařízení, pouze se zamění část s požadovanou geometrií přívodu vzduchu. Konkrétně tento typ měření byl proveden Moritzem a Beckerem [34]. Turbodmychadlo bylo společně se všemi sousedními součástmi umístěno do komory vyrobené na zakázku. Všechny komponenty nezbytně nutné pro provoz turbodmychadla, které mají za následek produkci hluku, byly umístěny mimo testovací lavici. Tímto se zamezilo ovlivnění výsledků cizími zdroji. Turbodmychadlo samotné se namontovalo na hlavu válce. Při běžném provozu automobilu se v motorovém prostoru dosahuje určitých teplot vzduchu, který je nasáván. Pro dosažení vyšších teplot byl vzduch uměle ohříván na teplotu 75 °C, čímž se zároveň zamezilo vzniku námrazy v turbíně během expanze. Následující uvedené výsledky (Obr. 37) byli získány z měření turbodmychadla s přívodem vzduchu pod úhlem 105° a s přímým přívodem vzduchu. Pro věrohodnost výsledků musela obě měření probíhat za stejných podmínek. Výsledná hladina akustického tlaku byla měřena při rychlosti otáčení 120000 ot·min<sup>-1</sup> a dvou hodnotách průtoku, a tedy dvou různých účinnostech. Jako měřicí zařízení zde byly využity tři mikrofony velikosti půl palce typu 40DD, umístěny ve vzdálenosti 500 mm od osy turbodmychadla. Ty dokáží zaznamenat hlasitost s přesností na 2 dB při frekvenční odezvě až 48 kHz a vzorkovací frekvenci také 48 kHz.



Obr. 37 Porovnání hodnot akustického tlaku měřených 500 mm od osy turbodmychadla se sáním pod úhlem  $105^\circ$  (šedá) a s přímým sáním (černá) při  $120000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ . a) maximální účinnost (průtokový koeficient 0,14), b) průtokový koeficient 0,077, převzato z [34]

Z těchto výsledků je patrné, že v případě turbodmychadla s přímým přívodem vzduchu dochází k pozvolnějšímu nárůstu hladiny akustického tlaku, který nedosahuje takových hodnot jako v případě přívodu vzduchu pod úhlem. Je zde také vidět, že při optimálních podmínkách, a tedy při nejvyšší efektivitě, nedochází k tak značným fluktuacím než v případě, kdy je tlak vzduchu v kompresoru příliš velký.

Pro zjišťování hluku experimentálními metodami se v převážné většině využívá tzv. dvoupólové metody. Princip této metody je schématicky zobrazen na Obr. 38. Při této metodě se sledují čtyři rozdílné veličiny při dané frekvenci, díky kterým lze určit, jakým způsobem se akustické vlny odrážejí a šíří skrz prvek (pasivní část) [35]. Kromě toho obsahuje část popisující produkci zvuku. Pro jejich bezproblémové určení je potřeba využít alespoň dvou mikrofónů jak na straně vstupu, tak i výstupu. Díky tomu lze zapsat rozklad vln v pozitivním směru  $p_+$  a negativním směru  $p_-$  ve tvaru:

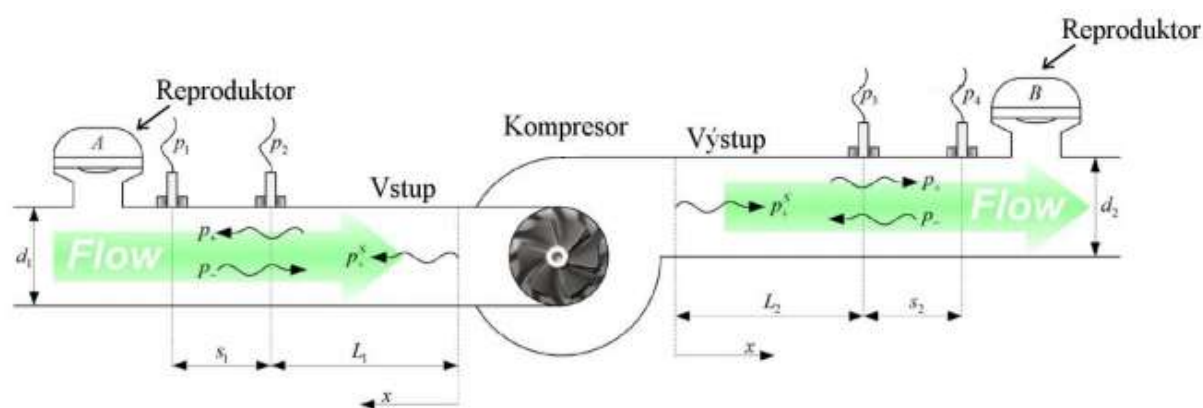
$$\begin{bmatrix} p_{a+} \\ p_{b+} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_{a-} \\ p_{b-} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} p_{a+}^s \\ p_{b-}^s \end{bmatrix}, \quad (34)$$

kde indexy  $a$  a  $b$  označují vstup a výstup, horní index  $s$  je akustický výkon zdroje a  $S_{11}$ ,  $S_{12}$ ,  $S_{21}$  a  $S_{22}$  popisují odraz a šíření vln.

Pro získání proměnných  $S_{xx}$  nacházejících se v matici, je nutné provést dva na sobě nezávislé testy. Ty se nazývají „dvou-zdrojová technika“, jelikož se zde používá zdroj zvuku na vstupu i výstupu. Poté lze rovnici (34) psát ve tvaru:

$$\begin{bmatrix} H_{ea+}^I & H_{ea+}^{II} \\ H_{eb+}^I & H_{eb+}^{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} H_{ea-}^I & H_{ea-}^{II} \\ H_{eb-}^I & H_{eb-}^{II} \end{bmatrix}, \quad (35)$$

kde  $H_e$  je převodová funkce signálu zaznamenaného mikrofónem a referenčním signálem (např. napětí reproduktoru), index  $I$  značí použití reproduktoru A jako referenční zdroj, index  $II$  značí použití reproduktoru B.



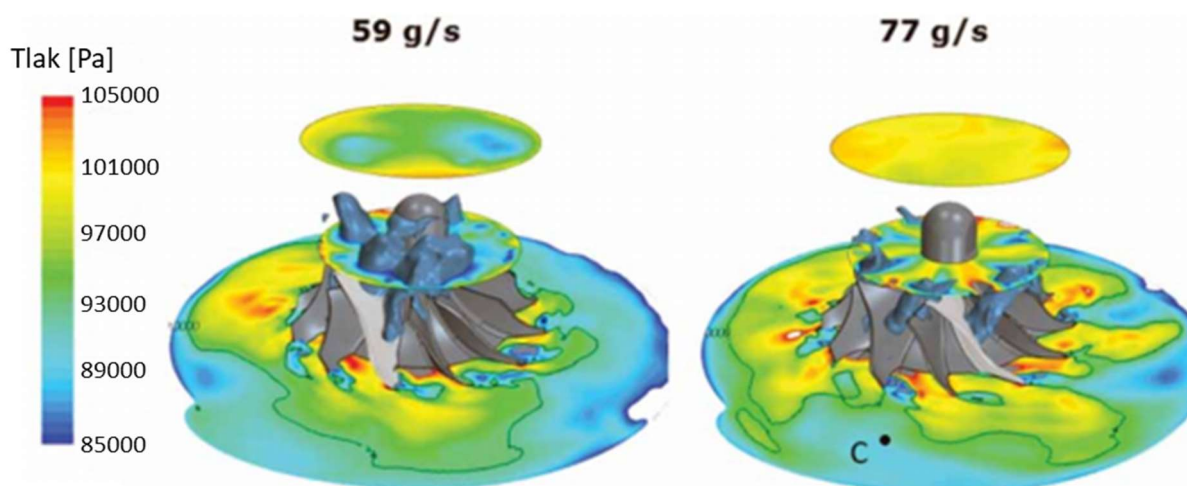
Obr. 38 Schéma dvoupólové experimentální metody pro měření hluku turbodmychadla, převzato z [35]

Snížení akustického výkonu neboli transmission loss, při šíření vlny je jednou z vhodných a hojně využívaných vlastností, které se využívají k charakterizaci komponentů. Tyto ztráty jsou přímo závislé na části, která popisuje šíření zvuku v rovnici (33) (S-matrice) a je možné je získat využitím vzorce:

$$TL = 10 \cdot \log \left( \frac{W_{in}}{W_{tr}} \right) = 10 \cdot \log \left\{ \begin{array}{l} \frac{(1 + M_b)^2 A_b \rho_a c_a}{(1 + M_b)^2 A_b \rho_a c_a |S_{12}|^2}, \text{ proti proudu} \\ \frac{(1 + M_a)^2 A_b \rho_a c_a}{(1 + M_b)^2 A_b \rho_a c_a |S_{12}|^2}, \text{ po proudu} \end{array} \right\}, \quad (36)$$

kde  $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je hustota vzduchu,  $M$  [-] je Machovo číslo,  $A$  [ $\text{m}^2$ ] je plocha průřezu potrubí,  $c$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je rychlost zvuku, a  $W_{in}, W_{tr}$  [W] je akustický výkon u zdroje a mikrofonu.

V případě problémů, kdy je potřeba určit hlasitost spojená s prouděním vzduchu v turbodmychadle, se využívá výpočtového modelování proudění (viz kapitola 2.1). Přestože se dává přednost využívání experimentálních metod, hrají CFD metody i tak značnou roli. Využívají se zejména při zjišťování problémových míst a podmínek a samozřejmě také při navrhování konstrukčních úprav jednotlivých částí turbodmychadla. S pomocí CFD metod je například možné vizualizovat průběh tlaku na oběžných kolech při různých podmínkách. Na Obr. 39 jsou vidět vizualizace průběhu tlaku pro dvě rozdílné hodnoty průtoku vzduchu na oběžném kole provedené programem StarCCM+.



Obr. 39 Vizualizace průběhu tlaku na oběžném kole kompresoru při dvou rozdílných průtocích provedená v programu StarCCM+, převzato z [49]

### 3.3 HLUK PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

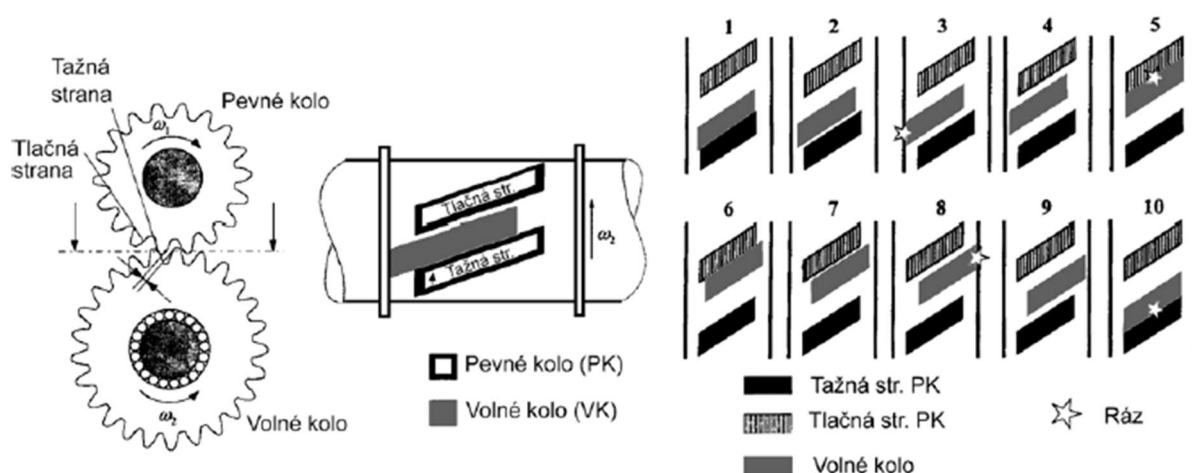
Na první pohled by se mohlo zdát, že hluk produkovaný chodem převodovky není nijak zvlášť podstatný. Opak je ale pravdou. Převodové ústrojí jako takové nikdy není samostatný zdroj hluku. Tento hluk je vždy v kombinaci s dalšími zdroji a tím tedy přispívá na celkové hodnotě vyzařovaného hluku. Hlavní důvod vzniku hluku ozubených převodů je záběr ozubených soukolí. Ať už bude čtenář hledat v jakékoliv literatuře, všechny se shodují v jednom a tom samém. Konkrétně tedy v tom, že primární příčina hluku je zapříčiněna působením vnitřních a vnějších dynamických sil převodových agregátů, díky kterým dochází ke rozechvění jednotlivých součástí převodového ústrojí [4], [36], [37]. Podíváme-li se podrobně na princip ozubených převodů, můžeme s jistotou tvrdit, že úplné zamezení vzniku rázů je nemožné. V minulosti se díky provedeným experimentálním testům došlo k závěru, že ozubená kola s čelním šikmým ozubením se jeví jako vhodný kandidát při výrobě převodových ústrojí. Časový průběh sil, které na ozubení působí, je pozvolnější a plynulejší než u přímých zubů. Kola se šikmým ozubením dosahují také menších nepřesností, jelikož je v záběru vždy více zubů [4]. Měrné zatížení jednotlivých zubů je tedy menší, což má značný vliv na amplitudu vzniklých rázů. Budeme-li se dívat na převodová ústrojí jako taková, tak produkovaný hluk lze dělit do čtyř skupin [37]. Následující zmíněné druhy hluku jsou seřazené dle jejich významnosti a jsou ponechány v anglickém jazyce za účelem zachování korektnosti.

- Howling/squaling – volně jej lze přeložit jako hučení nebo skřípání. Jak je již naznačeno v předchozích informacích, tento zvuk má původ ve vibracích kol pod zatížením. Vznikají v důsledku měnící se tuhosti zubů a poloze bodu při odvalování, kde dochází k jejich styku [37]. S čímž souvisí také parametricky buzené vibrace. Jejich vzniklé množství závisí na geometrii ozubených kol a na rychlosti. Pro zamezení této skutečnosti se používají korekce ozubení, ty jsou nicméně efektivní pouze po určité zatížení.
- Rattling/clatring – je specifický druh hluku u ozubených kol se šikmým ozubením, se značnou axiální a zubovou (boční) vůlí [38]. Může k němu dojít například při běhu motoru na prázdko (volnoběhu) nebo naopak v situacích, kdy jsou ozubená kola pod velmi vysokým zatížením s nízkými otáčkami. Také k němu přispívá nepravidelný chod



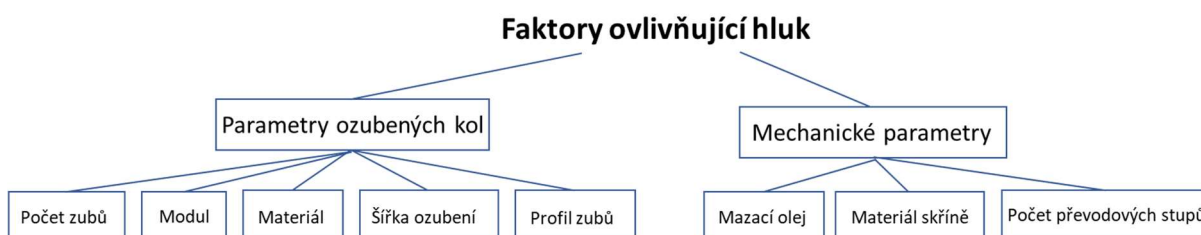
motoru, typickým pro dieselové motory [37]. Na Obr. 40 jsou vyobrazeny situace vzniku rázového zvuku.

- Engagement noise – vzniká v důsledku nesprávné funkčnosti synchronních kroužků, které slouží k lehčímu řazení rychlostních stupňů. Slyšitelný je tedy v momentě změny rychlostního stupně. Torzní vibrace buzené vůlí hnacího ústrojí mohou mít za následek spojení kluzného pouzdra se zabírajícími zuby volnoběžného kola ještě před dosažením synchronizace otáček [37]. Tento zvuk je možné považovat za estetickou záležitost, která závisí na způsobu řazení řidiče.
- Bearing noise – za normálních okolností téměř neslyšitelný zvuk, který vzniká pouze v momentě kdy jsou poškozena ložiska. Takto způsobený zvuk můžeme brát jako prospěšný, jelikož lze díky němu předejít kritickému selhání.



Obr. 40 Místa vzniku rázového hluku volných kol se šikmým ozubením [38]

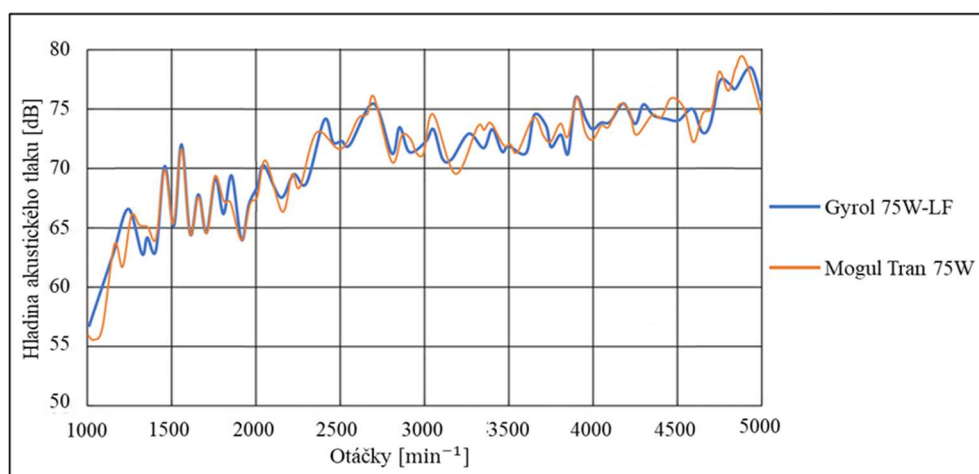
Měření hluku a vibrací převodových agregátů se věnuje nemalé množství času. Díky těmto testům se zjistí nejen hodnota produkovaného hluku, ale také základní představa o jejich kvalitě a spolehlivosti. Běžným výsledkem těchto vibroakustických (vibrodiagnostických) analýz bývá frekvenční spektrum, tedy závislost efektivních hodnot daných veličin na frekvenci [38]. Síla vyzařovaného hluku, díky komplexnosti ozubených kol, závisí na mnoha faktorech, zobrazených na Obr. 41. V prvotní fázi, tedy hned při výrobě, se provádí zkouška hlučnosti odvalet jednotlivých soukolí [39]. Je to jedna ze základních metod sloužící k určení kombinovaných odchylek a házivosti ozubení. Její princip spočívá v odvalování dvou ozubených kol, kontrolního (hnacího) a kontrolovaného (hnaného), které mají požadované parametry. Výskyt boční vůle je zde nepřipustný [39]. Za účelem zajištění oboustranného dotyku zubů je nutné, aby byla tato kola neustále přitlačována k sobě.



Obr. 41 Faktory ovlivňující hluk převodových ústrojí

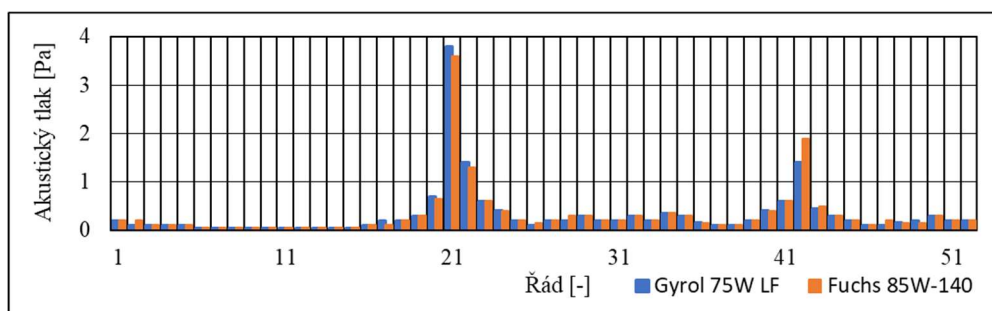
Zkoušky hlučnosti kompletního převodového ústrojí automobilů se provádějí pod zatížením, které odpovídají provozním podmínkám. Jsou dvě možnosti, kterými lze této skutečnosti docílit. [38]. První z nich je způsob, kdy se požadovaného zatížení dosáhne pomocí jízdních zkoušek. Vhodnější možností je však podrobení převodového ústrojí laboratorním testům. Jejich hlavní výhodou je možnost opakovatelnosti téměř za stejných podmínek jako u předchozího testu, kdežto u jízdních testů lze jen těžko při měření dosáhnout stejných podmínek. I v případě laboratorních testů jako takových je více způsobů, jakými lze měření provést. Pomocí tzv. dozvukové komory, kdy se zjišťuje celková hodnota akustického výkonu, nebo pomocí využití tzv. bezdozvukové komory, která je vhodná pro lokalizaci zdroje hluku [40]. Metod, kterými lze měřit a vyhodnotit vibroakustické parametry je spousta, proto zde budou vybrány jen některé z nich.

Jednou z nich je například metoda souběhové filtrace. Ta v kombinaci s rozběhovou zkouškou umožňuje posoudit podíl jednotlivých soukolí převodového ústrojí na celkové hlučnosti. Toho lze docílit díky tomu, že se zvyšujícími otáčkami se zvyšuje hodnota zubové frekvence, tedy množství počtu zubů, které se dotýká v určitém časovém intervalu. Tohoto jevu je možné využít pouze u periodicky pracujících strojů [38]. U této metody se signál získaný snímáním otáček příslušné hřídele zpracovává tak, že se rozdělí na úseky požadované délky. Podmínkou těchto úseků je, aby jejich délka byla vždy celočíselným násobkem otáček [38]. Tím se docílí toho, že v analyzovaném spektru nebude mít kolísání otáček žádný vliv. V případě, kdy nelze využití snímače otáček, je možné zvolit způsob digitální souběhové filtrace [38]. Při tomto způsobu se získaný signál interpoluje podle hodnot skutečných otáček stroje a následně se ze získaného spektra vyberou složky, které odpovídají zubové frekvenci při daných otáčkách. Výsledný diagram zobrazuje závislost hladiny akustického tlaku na otáčkách hřídele, viz Obr. 42. Na obrázku je vidět srovnání dvou olejů typu SAE 75W s výkonnostní třídou API GL4 pro ozubení stálého převodu při režimu 5. rychlostního stupně [38]. Z výsledků je jasné vidět, že při sledování hladiny akustického tlaku mají sledované záznamy podobný charakter a maximální odchylka nepřekročila hodnotu ani 1 dB. Závěrem je tedy možné tvrdit, že pokud se jedná o dvě různé značky oleje stejné specifikace, není důležité, jaký se použije, jelikož rozdíl hluku je bezvýznamný.



Obr. 42 Porovnání výsledků souběhové filtrace stálého převodu při 5. rychlostním stupni, pro dvě značky oleje, převzato z [38]

Další metoda, která stojí za zmínku, je řádová analýza rozběhové zkoušky (označována také jako řádová sumace). Občas se stává, že je vyhodnocení hlučnosti ovlivněno nežádoucími okolními jevy [38]. Je šance, že jejich kmitočty mohou být v oblasti rezonance některých jevů, které jsou závislé na otáčkách. Díky této situaci mohou být takové projevy omezeny na minimum. V souvislosti s tím byla na ÚK FSI VUT v Brně vyvinuta zmíněná metoda řádové sumace, jejímž smyslem je zhotovení analýz otáčkových hladin pro jednotlivá ozubená soukolí [38]. Výsledné spektrum neboli multispektrum je tedy složeno z takto získaných jednotlivých spekter a odpovídající řády jsou výkonově sumovány. Jednotlivé řády mají svojí vypočtenou hodnotu, která zastupuje zvolený převod po celou dobu rozběhové zkoušky [38]. Příklad analýzy získané pomocí řádové sumace je zobrazen na Obr. 43, kde je zobrazeno porovnání oleje Gyrol 75W-LF o nižší viskozitě s olejem Fuchs 85W-140. Můžeme zde vidět, že převodovka naplněná olejem s nižší viskozitou dosahuje mírně vyšších hodnot akustického tlaku než ta s olejem o vyšší viskozitě.



Obr. 43 Porovnání řádové sumace hluku způsobeným pastorkem ve dvou typech oleje o rozdílné viskozitě, převzato z [38]

### 3.4 HLUK PNEUMATIK

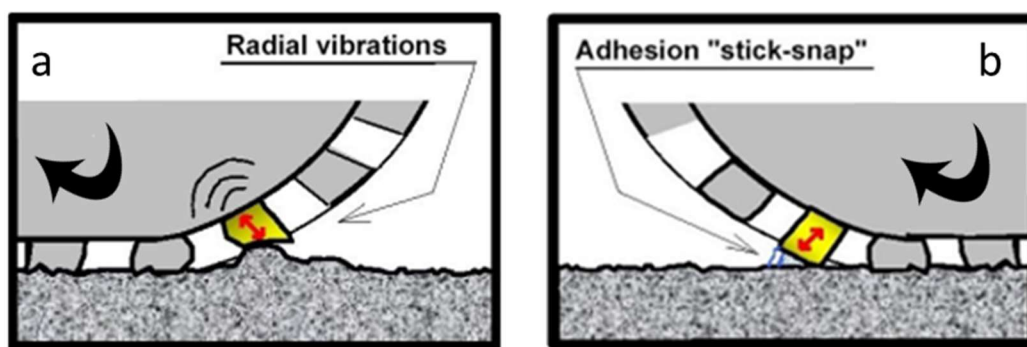
Hluk produkovaný pneumatikami je třetím a posledním hlavním zdrojem hluku, společně s již výše zmíněnými zdroji. Pneumatiky samy o sobě hluk neprodukují. Aby došlo k jeho produkci, je zapotřebí interakce s povrchem vozovky. Takový hluk tedy vzniká díky valení se pneumatiky po jejím povrchu a při bližším pohledu je možné tvrdit, že vzniká v důsledku narážení bloků dezénu do povrchu vozovky. Tím pádem hladina hluku roste se zvyšující se rychlostí automobilu, což je hlavním faktorem při produkování tohoto typu hluku. Hlučnost pneumatik však závisí na spoustě dalších faktorech. Teoreticky je možné tyto faktory rozdělit do dvou skupin. Konkrétně tedy na faktory spojené s pneumatikou samotnou a na faktory spojené s vozovkou. Do první skupiny patří faktory jako jsou rozměry pneumatik (zejména šířka), konstrukce (radiální, diagonální atd.), typ dezénu (symetrický, asymetrický a směrový) nebo provedení určující využití. Lze sem zařadit i provozní a mechanické podmínky související s disky, například jejich vyváženost, geometrie a tlak v pneumatice. Faktory související s vozovkou bohužel běžný člověk není schopen ovlivnit, jelikož se jedná o typ vozovky, zdali je asfaltová nebo z tzv. „kočičích hlav“. U asfaltových vozovek také záleží na zvolené asfaltové směsi [41].

Jak již bylo zmíněno, produkce valivého hluku je na rozdíl od pohonné jednotky nebo jejích komponentů podmíněna interakcí s povrchem vozovky. Je to velice složitý proces, který je hlavní příčinou hluku silniční dopravy. Má-li být tento hluk redukován na minimum nebo alespoň do stavu, kdy je předvídatelný a optimalizovaný, je nezbytnou nutností nejprve



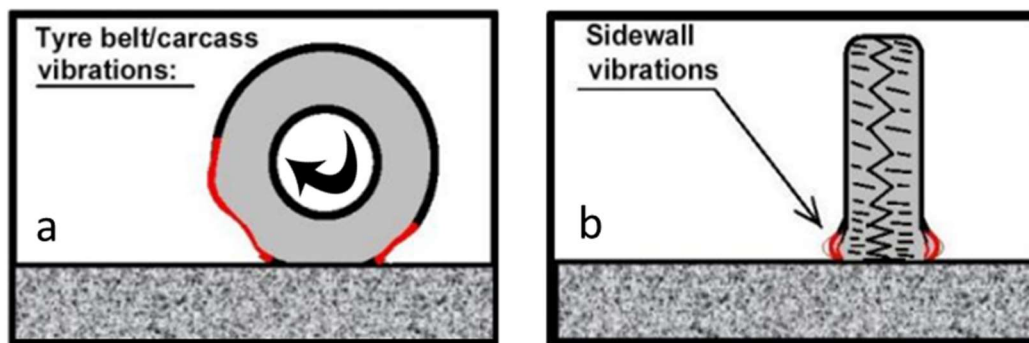
pochopit mechanismy, kterými se řídí jejich vznik a šíření. Tyto mechanismy se dělí do dvou skupin: skupina primárních zdrojů hluku a skupina sekundární zdrojů hluku [42]. Sekundární zdroje hluku jsou zesilující mechanismy, které značně podporují jeho produkci a mají tak vliv na hladinu akustického tlaku. Pod primárními zdroji si lze představit situace, které postupně nastávají při valení se pneumatiky po povrchu. Pod zesilující mechanismy poté spadají interakce běhounu pneumatiky s okolním vzduchem, jeho pohyb uvnitř pneumatiky nebo vibrace kostry pneumatiky. Budou zde z obou skupin vyjmenováni pouze někteří zástupci, další podrobnosti lze najít v [41], [42].

Zeptáme-li se někoho, jak probíhá valení kulatého nebo válcového tělesa, odpověď převážně zní, že se jedná o postupný dotyk bodů po obvodu tělesa, který se neustále opakuje. S tím souvisí i základní primární zdroj, což je náraz dezénového bloku. Princip dezénu všech pneumatik je stejný, a to ten, že se skládá ze soustavy různých drážek a lamel tvořící jednotlivé bloky neboli dezén. Tedy kromě sportovních pneumatik typu „semi-slick“, kde je takových drážek podstatně méně nebo pneumatik užívaných v motorsportu zvané „slick“ bez dezénu, které zaručují maximální přilnavost. Při jízdě naráží jednotlivé bloky dezénu na povrch vozovky v tzv. kontaktní zóně (Obr. 44). Pro porovnání mohou sloužit úder malého gumového kladívka na vozovku. Díky těmto nárazům vznikají radiální vibrace pneumatik [41]. V případě, že by obě složky této interakce (bloky dezénu a povrch vozovky) byly považovány za pružné materiály, takto způsobená energie by se značně snížila, čímž by došlo k redukci vzniklého hluku [41]. Charakter takto vzniklého hluku závisí na uspořádání jednotlivých zrn (textuře) asfaltu. Při pohybu automobilu tedy pneumatiky narážejí na výstupky asfaltu, tím dochází k jejich rozvibrování a stávají se zdrojem hluku nízkých frekvencí v rozmezí 500-1500 Hz. [42]. Jelikož vzniká hluk při nárazu pneumatiky na vozovku, je logické, že bude vznikat hluk i při jejím oddělení. Tento zdroj je v literatuře označován jako adheze („stick-snap“) [41]. K té dochází v místě dotyku mezi dezénovými bloky a povrchem vozovky. Chování pneumatiky v tomto bodě lze přirovnat k funkci obyčejné přísavky. Vzniklá adhezivní síla v době, kdy dochází k přerušení kontaktu s vozovkou, působí ve smyslu znázorněných na Obr. 44. Částečným natažením a následným smrštěním bloku do původního stavu vzniká jak zvuková energie, tak i vibrace pneumatiky [41].



Obr. 44 a) Vibrace způsobené nárazem bloků dezénu na vozovku. b) Adheze při přerušení kontaktu mezi bloky dezénu a vozovkou, převzato z [41]

Hlavním zdrojem skupiny zesilujících mechanismů jsou považovány vibrace samotné pneumatiky. Vibrační energie vzniklá důsledky interakce pneumatiky s vozovkou je dále umocněna odezvou kostry pneumatiky [41]. Vlny vibrací se po vzniku šíří běhounem pneumatiky, což je její základní konstrukční prvek, který se nachází v těsné blízkosti dezénu. Zvuk je v důsledku působení těchto vln vyzařován nejen kostrou pneumatik, ale také z boční (profilové) části v důsledku jejich stlačení, jak je znázorněno na Obr. 45 [41].

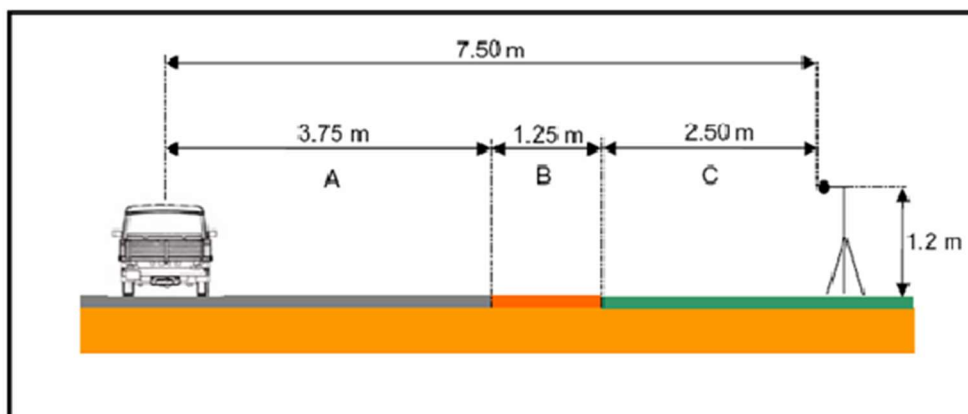


Obr. 45 Vibrace kostry pneumatiky a). Vibrace boční (profilové) části pneumatiky b), převzato z [41]

Za účelem posouzení hlučnosti pneumatik na daném povrchu je potřeba provést akustická měření. I zde, jako ve všech případech zmíněných v předchozích kapitolách, je více způsobů, jakými lze určit hladinu zvuku. Žádná z nich ovšem není univerzální, proto je velmi důležité zvolit vhodnou metodu podle očekávaných výsledků. Všechny metody sloužící k určení hlučnosti pneumatik nebo automobilu jako takového, podléhají určitým postupům, které jsou určeny měřicími standardy a technickými normami [41]. V Evropě se nejvíce používanými staly metody Statistical Pass-by method (SPB) a Close-Proximity method (CPX), které budou představeny níže [43]. Podrobný popis metody CPX a dalších metod lze dohledat v [41], [42], [43], [44].

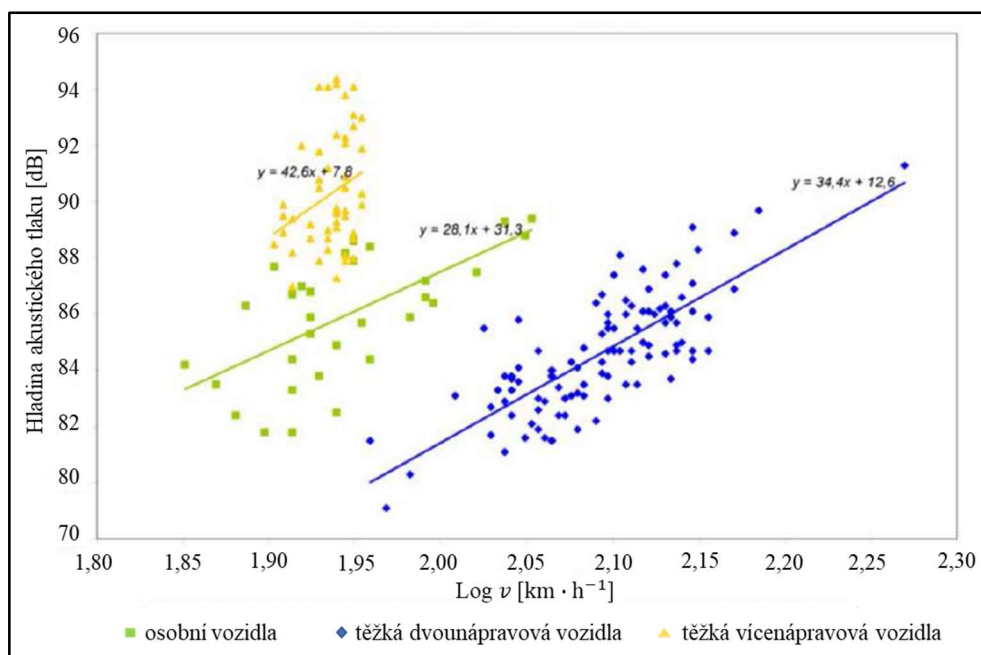
Metodou SPB je vhodnější měřit úroveň hluku všeobecně vyzařovaného dopravy. K tomuto tvrzení existuje pádný důvod. Při této metodě se měří maximální hladina akustického hluku náhodně projíždějících vozidel, který je způsobený automobilem včetně aerodynamického hluku a hluku pohonné jednotky [42]. Toho se docílí pomocí mikrofónů rozmístěných ve vzdálenost 7,5 m od vozovky dle evropských standardů [41]. Jejich rozmístění a požadavky jsou zobrazeny na Obr. 46. Pomocí radarů se zjišťuje rychlost projíždějícího vozidla a jeho typ (osobní, nákladní, jednostopá apod.). Ze získaných dat se poté počítá normalizovaná hladina akustického tlaku pro referenční rychlosti (osobní automobily – 50, 80 a 110 km·h<sup>-1</sup>, nákladní – 50, 70 a 85 km·h<sup>-1</sup>) [42]. Následně se pomocí počítačové techniky tato data zpracují a konečným výsledkem je tzv. Statistical Pass-by Index (SPBI), který slouží k porovnání jednotlivých povrchů vozovek. [42]. Zhodnocení této metody je podle Křivánka následovné [44]:

- poměrně přesná metoda
- zahrnuje vliv všech typů vozidel
- bere v úvahu ostatní zdroje hluku
- pouze bodová metoda
- náročná volba měřicího místa



Obr. 46 Schéma metody SPB, kde A je oblast povrchu s podobnými pohlcujícími vlastnostmi jako zkoušený povrch, B je oblast s libovolným povrchem bez prohlubní (tráva, rostliny, hlína atd.), C je oblast bez specifických požadavků [44]

Výsledkem může být analýza ve formě regresivní přímky pro určení SPBI viz Obr. 47 nebo časový průběh hladiny akustického tlaku.



Obr. 47 Regresivní přímka pro jednotlivé kategorie vozidel pro určení SPBI pro cementovaný povrch, upraveno z [44]

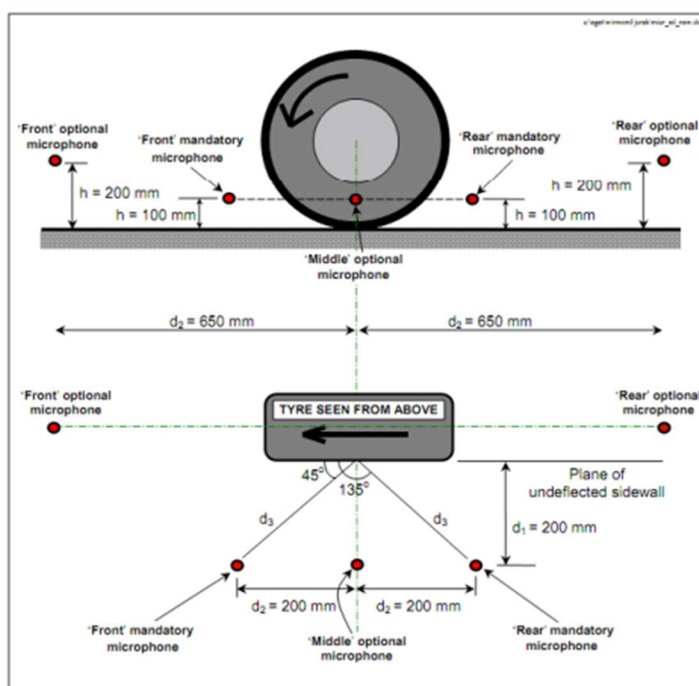
Metoda CPX je druhou hojně využívanou metodou v Evropě, která byla vyvinuta hlavně pro možnost měření soustředící se pouze na hluk způsobený stykem pneumatika/vozovka. Tuto metodu lze realizovat dvěma způsoby [44]. Měřicí zařízení, které je zde využíváno, může být připevněno buď přímo na vozidle nebo může být zkonstruováno ve formě přívěsu (viz Obr. 48). Měřené kolo je uchyceno do zakrytovaného zařízení, kde se přitlačuje k vozovce pod daným zatížením. Doporučované je měření nahuštěné pneumatiky na 170 kPa ( $\pm 10$  kPa) s nájezdem alespoň 100 km v rychlosti nad 100 km·h<sup>-1</sup> pod zatížením 3200 N ( $\pm 200$  N) [43]. Uvnitř měřicího zařízení jsou mikrofony, jejichž počet se liší podle použitého zařízení, rozmístěné dle Obr. 49. Díky tomu jsou izolovány od aerodynamického hluku a hluku okolí a je tedy možné

tuto metodu bez problému využívat ve volném provozu. Referenční rychlosti jsou v tomto případě stejné jako při metodě SPB. Rozdíl je ovšem ten, že se zaznamenává průměrná hladina akustického tlaku ve 20 m segmentech a ze získaných dat se určuje Close-Proximity Index (CPXI) [42]. Důležitým faktorem metody CPX je správná volba úseku měření, jehož výběr je podmíněn normou ISO/CD 11819-2 a v zásadě existují čtyři parametry, podle kterých lze vhodný úsek vybrat [43]:

- délka úseku – alespoň 200 m dlouhý, dostatečná rozjezdová a brzdná dráha k dosažení měřicí rychlosti a zastavení, nutnost počítat s místem pro otočení vozidla
- sklon úseku – minimální sklon pro redukci zatížení motoru
- stav vozovky – alespoň 0,5 m suchého a čistého místa kolem zařízení, bez výtluků, nerovností a jiných nečistot (bláto, šterk atd.)



Obr. 48 Způsob provedení přívěsu pro metodu CPX [44]



Obr. 49 Předepsané rozmístění mikrofónů při měření [44]

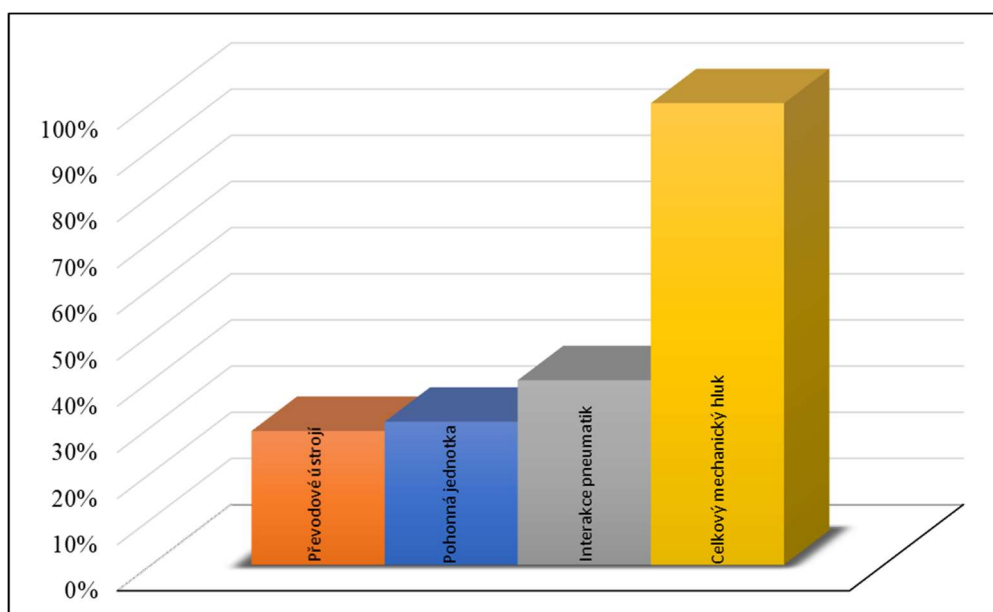
## ZÁVĚR

Tato práce se zabývá hluky, které jsou běžně produkovány při jízdě osobním automobilem a jejich měření. Problematika akustiky automobilů je velice rozsáhlá. Její jednotlivé zdroje však nelze úplně omezit, pouze snížit na přijatelnou hladinu. Hlavní část práce se zaměřuje na hluk aerodynamického původu, který vzniká v důsledku obtékání povrchu pohybujícího se automobilu okolním vzduchem. Oblasti, ve kterých vzniká, jsou tedy ty, kde není umožněn plynulý proud vzduchu nebo kde dochází k jeho narušení. V této práci jsou uvedeny a popsány metody pro měření aerodynamického hluku. V dnešní době se díky výkonnosti výpočetní techniky dostalo do popředí zjišťování aerodynamického hluku výpočtovým modelováním (CFD). To je na tolik efektivní, že došlo ke značnému omezení provádění experimentálních metod. Lze předpokládat, že postupem času dojde k zdokonalení této metody a k jejímu rozšíření do jiných směrů průmyslu mimo dopravní. V případě mechanického typu hluku se využívá pro měření ve značné míře experimentálních metod. Zde se hladina akustického hluku měří pomocí mikrofónů stejně jako u experimentálních metod měření aerodynamického hluku. Většina případů mechanického hluku má původ v kmitání, CFD metody se zde tedy využívají pouze omezeně. Kapitola mechanického hluku je věnována jeho hlavním zdrojům a způsobům, jakým jej lze měřit. Mezi ně patří pohonná jednotka nebo pneumatiky. Na rozdíl od ostatních zdrojů zde hodnota hladiny akustického tlaku vyzařovaného do okolí pohybující se ho automobilu dosahuje téměř 90 dB. Přehled vlivů na hladinu akustického tlaku pro hluk obou původů zmíněných v této práci je uveden v Tab. 4.

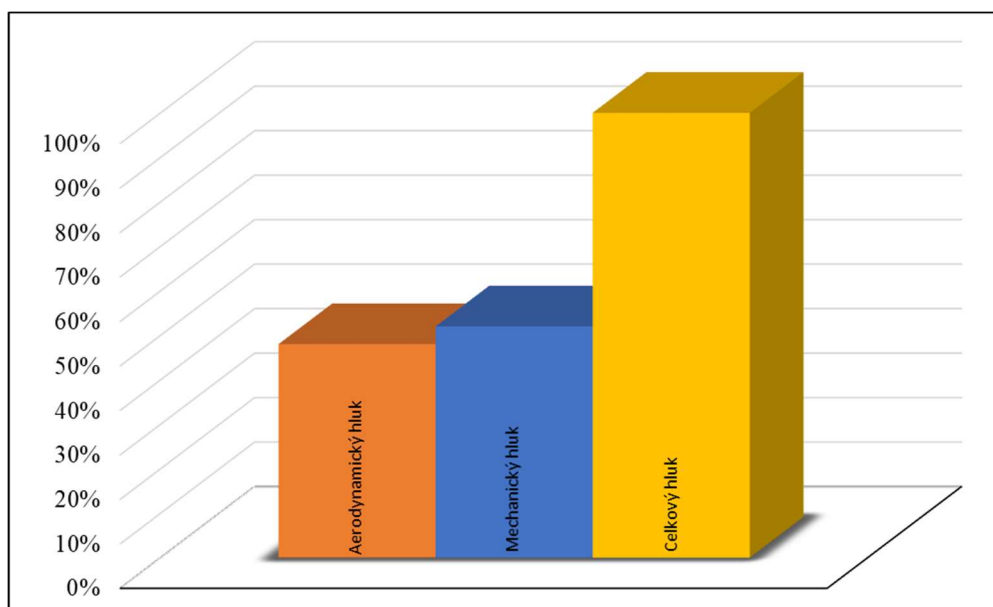
Ze získaných poznatků a dat byly vytvořeny následující grafy (Obr. 50 a Obr.51) pro rychlost  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Na nich je možné vidět, že v případě mechanického hluku (Obr.50) má největší podíl na produkovaném hluku interakce pneumatik s vozovkou. Na druhém obrázku (Obr.51) lze vidět podíl aerodynamického a mechanického hluku. Ačkoli je pro rychlost  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  podíl mechanického hluku o pár procent vyšší, je možné předpokládat, že s rostoucí rychlostí automobilu a okolního větru bude podíl aerodynamického hluku převažovat. Jednotlivé druhy hluků nebyly vyhodnocovány stejným způsobem. U běžných automobilů se při rychlosti  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  otáčky motoru, při zařazeném optimálním rychlostním stupni, pohybují v rozmezí  $1500\text{--}3000 \text{ min}^{-1}$ . Vypočítala se tedy průměrná hodnota akustické hladiny tlaku. Na základě tohoto předpokladu je získán podíl, který je uvedený v případě mechanického hluku produkovaného převodovým ústrojím a pohonnou jednotkou na Obr.50. Podobným způsobem se vypočítaly hodnoty pro aerodynamický hluk, ze kterých se vytvořil graf na Obr.51 pro celkové hladiny akustického tlaku. Jedná se tedy o přibližný odhad podílů hluku. Získání přesných hodnot akustické hladiny tlaku pro  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  by bylo velice obtížné. Měření hluku by bylo nutné realizovat na pohybujícím se autě. Zde by však docházelo k značnému ovlivnění výsledků ostatními zdroji. Výsledky by tedy ukazovaly spíše hodnoty akustické hladiny tlaku pro celkový hluk produkováný automobilem jako takový než hodnoty daných komponentů.

Tab. 4 Přehled vlivů na jednotlivý druh hluk

Aerodynamický hluk	Mechanický hluk
Velikost čelního průřezu vozidla	Typ motoru (počet válců, princip chodu)
Hrany karosérie	Otáčky motoru
Rychlost automobilu	Počet rychlostních stupňů převodovky
Rychlost okolního větru	Velikost a geometrie turbodmychadla
Prvky narušující proudění (zrcátka, kliky...)	Opořebení jednotlivých komponentů



Obr. 50 Podíl jednotlivých zdrojů hluku na celkové hladině akustického tlaku mechanického hluku v těsné blízkosti automobilu při rychlosti  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



Obr. 51 Podíl aerodynamického a mechanického hluku při rychlosti  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Úvod do technické akustiky. RICHARD, Nový. *Hluk a Chvění*. Praha: České vysoké učení technické, 2005, s. 13-20. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [2] Umělý zvuk. *Elektrickévozy* [online]. Praha 9: Nehvizdská, 2021 [cit. 2021-02-19]. Dostupné z: <https://elektrickevozy.cz/clanky/>
- [3] NOVOTNÝ, Petr. *Vibrace a hluk vozidel* [přednáška]. [cit. 2021-02-17].
- [4] NOVÝ, Richard. *Hluk a Chvění*. Praha: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [5] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace*. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901936-2-5.
- [6] APETAUR, Milan. *Akustika strojů, strojních celků a výrobních prostor*. Ústí nad Labem: Univerzita J.E.Purkyně, 2007. ISBN 978-80-7044-933-2.
- [7] KORMER, Felix a Jaroslav KYNCL. *Prostorová akustika*. Praha: Státní nakladatelství technické, 1980.
- [8] Šíření zvuku. *Fyzika.jreichl.com* [online]. [cit. 2021-02-22]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/189-rychlost-zvuku>
- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [10] BAROCH, Ondřej. *Vliv rychlosti na akustickou situaci na komunikaci Strakonická v Lahovičkách*. Praha, 2015. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Dopravní.
- [11] Snižování aeroakustického hluku pomocí CFD analýz. *CAD* [online]. Brno: CBB, 2021 [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.cad.cz/strojirenstvi>
- [12] Machovo číslo. *Qaz.wiki* [online]. 2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: [https://cs.qaz.wiki/wiki/Mach\\_number](https://cs.qaz.wiki/wiki/Mach_number)
- [13] Aetodynamika. *Autolexicon* [online]. Mladá Boleslav: Sajdl, 2021 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/>
- [14] TOMÁŠEK, Karel. *CFD simulace v mechanicky míchané nádobě*. Praha, 2017. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní.



- [15] Vzdušný odpor. *Tipcars* [online]. Frýdek-Místek: EBM system, 2021 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.tipcars.com>
- [16] KOŽEŠNÍK, Jaroslav. *Fysikální podobnost a stavba modelů*. Praha: Jednota československých matematiku a fysiků, 1948.
- [17] BENKA, Miroslav. *Aerodynamický hluk osobních vozidel*. Brno, 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [18] GROSS, Arnold. *Aerodynamické tunely pro automobily*. Brno, 2014. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce ING. Ondřej Čavoj.
- [19] PERIC, Christian, Simon WATKINS a Elizabeth LINDQVIST. *Wind turbulence effects on aerodynamic noise with relevance to road vehicle interior noise*. 69-71. Melbourne: RMIT University, 1997. Dostupné z: doi:10.1016/s0167-6105(97)00174-8
- [20] URUBA, Václav. *Turbulence* [online]. 1. Praha: České vysoké učení technické, 2009 [cit. 2021-03-02]. ISBN 978-80-0105-600-4. Dostupné z: [http://www2.it.cas.cz/~uruba/docs/Aero/Turbulence\\_45.pdf](http://www2.it.cas.cz/~uruba/docs/Aero/Turbulence_45.pdf)
- [21] PÁLEŠ, Patrik. *Metody pro stanovení aerodynamických vlastností vozidel*. Brno, 2013. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [22] ZELENSKÝ, Petr. *CFD analýza ventilátorové komory pro sestavnou klimatizační jednotku* [online]. Praha: České vysoké učení technické, 2019 [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: doi:10.1051/e3sconf/20191110100
- [23] GILEKSON, C.A., V.V. TOPOROV, H.M. THOMPSON, M.C.T. WILSON, N.A. FOXLEY a P.H. GASKELL. *Dealing with numerical noise in CFD-based design optimization* [online]. 2014 [cit. 2021-03-01]. ISSN 0045-7930.
- [24] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin: FLUENT, CFX* [online]. Ostrava, 2008 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [25] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění* [online]. Praha: České vysoké učení technické [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [26] FRANK, Hannes M. a Claus-Dieter MUNZ. *Direct aeroacoustic simulation of acoustic feedback phenomena on a side-view mirror* [online]. In: . Institute for Aerodynamics and Gasdynamics, University of Stuttgart, 2016, s. 132-149 [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsv.2016.02.014



- [27] SUMITANI, Keiji a Toyoki SHINOHARA. Research on aerodynamic noise around automobiles. *JSAE Review* [online]. 1995, (162, 157-164 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: doi:10.1016/0389-4304(94)00069-6
- [28] ZUBÍK, Martin. *Řešení vibrací pohonné jednotky s využitím výpočtového modelování*. Brno, 2013. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [29] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [30] JEDELSKÝ, Jan. *Vyhodnocování dílčích zdrojů hluku a vibrací spalovacího motoru*. Brno: Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně, 2002. ISBN 80-2142186-X. ISSN 1213-4198.
- [31] TORREGROSA, A.J, A BROATCH, J MARTÍN a L MONELLETTA. *Combustion noise level assessment in direct injection Diesel engines by means of in-cylinder pressure components* [online]. 2007 [cit. 2021-03-26]. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/0957-0233/18/7/045>
- [32] RASCH, František. *Lokalizace hlavních zdrojů hluku spalovacího motoru s využitím akustické emise*. Brno, 2011. Doktorská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [33] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Second Edition. Ludwigsburg, Německo: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.
- [34] MORITZ, Johannes a Stefan BECKER. *Sound radiation of the exhaust gas turbocharger as a function of the compressor inflow* [online]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021 [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.115969>.
- [35] TIIKOJA, Heiki. *Acoustic Characterization of Turbochargers and Pipe Terminations* [online]. Stockholm, Sweden, 2012 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:514184/FULLTEXT02.pdf>. Royal Institute of Technology.
- [36] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. Praha: SNITL, 1977.
- [37] LECHNER, Gisbert a Harald NAUNHEIMER. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Germany, Stuttgart: Springer, 1999. ISBN 3-540-65903-X.
- [38] DOČKAL, Aleš. *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. Brno, 2003. Vysoké učení technické v Brně.
- [39] *Měření vibrací převodovek jako ukazatel jízdního komfortu vozidel* [online]. Český Těšín: TRADEMEDIA INTERNATIONAL, 2020 [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://www.vseoprmyslu.cz/udrzba-a-dagnostika/vibrodiagnostika>

- [40] VAŇKOVÁ, Marie. *Hluk, vibrace a ionizující záření v životním a pracovním prostředí. část I.* První vydání. Brno: PC-DIR spol. s r.o, 1995, 140 stran : ilustrace, grafy,. ISBN 80-214-0695-X.
- [41] BERNHARD, Robert a Roger L. WAYSON. *An Introduction to Tire/Pavement noise of Asphalt Pavement* [PDF]. In: . [cit. 2021-04-12].
- [42] GOTTVALDOVÁ, Jana. *Automobilový hluk* [online]. In: . [cit. 2021-04-13]. ISSN 1803-8441. Dostupné z: <http://old.silnice-zeleznice.cz/clanek/automobilovy-hluk/>
- [43] SMUTNÝ, Jaroslav, Luboš PAZDERA a Jana GOTTVALDOVÁ. *Hluk na styku pneumatika – vozovka* [online]. In: . [cit. 2021-04-13]. ISSN 1803-8441. Dostupné z: <http://old.silnice-zeleznice.cz/clanek/hluk-na-styku-pneumatika-vozovka/>
- [44] KŘIVÁNEK, Vítězslav. *Problematika hlučnosti povrchů vozovek* [online]. In: . Brno: Centrum dopravního výzkumu, 2010 [cit. 2021-04-13]. Dostupné z: <https://www.cdv.cz/file/seminar-skanska-problematika-hlucnosti/>
- [45] Sluchový rozsah. In: *Techmania* [online]. Plzeň: TECHMANIA SCIENCE CENTER O.P.S., 2005 [cit. 2021-02-10]. Dostupné z: <http://edu.techmania.cz/cs>
- [46] Turbulentní proudění. In: *Macsmotorcitygarage* [online]. Detroit: MCG, 2012 [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.macsmotorcitygarage.com>
- [47] LEHMKUHL, Oriol, Georgios CHRYSOKENTIS, Samuel GOMEZ a Herbert OWEN. *Large eddy simulation for automotive aerodynamics with Alya* [online]. 2018 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/121898/Large%20eddy%20simulation%20for%20automotive%20aerodynamics%20with.pdf?sequence=1>
- [48] Měřicí zařízení. In: *Volkswagen* [online]. 2019 [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://www.volkswagen.cz/znacka-a-technologie>
- [49] BROATCH, A, José GALINDO, Roberto NAVARRO, Jorge GARCÍA-TÍSCAR, A DAGLISH a R.K SHARMA. *Simulations and measurements of automotive turbocharger compressor whoosh noise* [online]. Valencia, Spain: Universitat Politècnica de València, 2015 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1080/19942060.2015.1004788>
- [50] VOBĚJDA, Radek. *VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ AERODYNAMICKÉHO HLUKU ZPŮSOBENÉHO BOČNÍM ZRCÁTKEM AUTOMOBILU*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [51] KOUNENIS, C, D SIMS-WILLIAMS, R DOMINY a A BERSON. *The Effects of Unsteady Flow Conditions on Vehicle in Cabin and External Noise Generation* [online]. 2015 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2015-01-1555>

- [52] Vizualizace proudnic. In: *Filmat* [online]. 2016 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <http://www.filmat.com.pl>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$F_x$	[N]	Odporová síla
$I_o$	[W·m <sup>-2</sup> ]	Prahová hodnota akustické intenzity
$L_I$	[dB]	Hladina akustické intenzity
$L_W$	[dB]	Hladina akustického výkonu
$L_p$	[dB]	Hladina akustického tlaku
$N_p$	[1]	Počet uzlových bodů prostorové sítě
$R_e$	[-]	Reynoldsovo číslo
$R_{eKRIT}$	[-]	Kritická hodnota Reynoldsova čísla
$S_x$	[m <sup>2</sup> ]	Čelní průmět vozidla
$T_K$	[K]	Absolutní teplota vzduchu
$W_{in}$	[W]	Akustický výkon u mikrofону
$W_o$	[W]	Prahová hodnota akustického výkonu
$W_{tr}$	[W]	Akustický výkon u zdroje
$c_x$	[-]	Součinitel vzdušného odporu
$c_L$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost šíření podélných vln
$c_p$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
$c_v$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Měrná tepelná kapacita při stálém objemu
$\vec{n}$	[-]	Směr šíření akustické vlny
$p_c(t)$	[Pa]	Celkový tlak v čase
$p_e$	[Pa]	Efektivní akustický tlak
$p_o$	[Pa]	Prahová hodnota akustického tlaku
$p_b$	[Pa]	Barometrický tlak
$u_\infty$	[km·h <sup>-1</sup> ]	Rychlost proudu vzduchu
$\vec{v}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost kmitání částic
$v_e$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Efektivní akustická rychlost
$v_i$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Vektor rychlosti
$v_o$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Referenční akustická rychlost
$\bar{x}$	[-]	Průměr dat
$\delta_{99,WT}$	[mm]	Hranice turbulentního chování kolem zrcátka
$\omega_f$	[s <sup>-1</sup> ]	Úhlový kmitočet
CFD	[-]	Computational Fluid Dynamics
CPX	[-]	Close-Proximity method

CPXI	[-]	Close-Proximity Index
DNS	[-]	Direct Numerical Simulation
$l$	[m]	Délkový rozměr součásti při šíření akustických vln
LES	[-]	Large Eddy Simualtion
OHV	[-]	Umístění vačkové hřídele v bloku válců
PSD	[-]	Power Spectral Sensity
$r$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Měrná plynová konstanta
RANS	[-]	Metoda časového středování
$s$	[J·K <sup>-1</sup> ]	Měrná entropie
SPB	[-]	Statistical Pass-by method
SPBI	[-]	Statistical Pass-by Index
$t$	[s]	Čas
TDC	[-]	Horní úvrat' pístu
TL	[dB]	Transmission Loss
$\gamma$	[-]	Poissonův poměr
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu potrubí
$D$	[m]	Charakteristický rozměr
$E$	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
$F$	[N]	Součin akustického tlaku a plochy
$G$	[N]	Objemová síla
$I$	[W·m <sup>-2</sup> ]	Akustická intenzita
$K$	[Pa <sup>-1</sup> ]	Modul objemové pružnosti
$M$	[-]	Machovo číslo
$P$	[-]	Předpokládaná hodnota dat
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
$T$	[s]	Perioda
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Objem
$Z$	[Ns·m <sup>-3</sup> ]	Akustická impedance
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení
$c$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost zvuku
$f$	[Hz]	Frekvence
$m$	[kg]	Hmotnost tekutiny elementárního objemu
$p$	[Pa]	Akustický tlak

$v$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost kmitání
$x$	$[-]$	Hodnota dat
$y$	$[\text{m}]$	Amplituda výchylky
$y(\tau)$	$[-]$	Závislost sledované veličiny
$\Phi$	$[-]$	Hypotetický rychlostní potenciál
$\theta$	$[\circ]$	Úhel natočení zrcátka
$\mu$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$	Dynamická viskozita
$\pi$	$[-]$	Ludolfovo číslo
$\sigma$	$[-]$	Standartní odchylka
$\tau$	$[\text{s}]$	Doba šíření
$\nu$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Kinematická viskozita
$\psi$	$[\circ]$	Úhel vybočení vozidla
$\omega$	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	Úhlová rychlost